



TUGAS AKHIR - TM 145502

ANALISIS PENGARUH TINGKAT KEVAKUMAN KONDENSOR TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN EFEKTIFITAS KONDENSOR

NADIA SELVA BALININGTYAS
10211500000032

Dosen Pembimbing I
Ir. Denny M.E. Soedjono, M.T
NIP. 19570331 198803 1 001

Dosen Pembimbing II
Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI
FAKULTAS VOKASI
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018



FINAL PROJECT - TM 145502

**ANALYSIS EFFECT OF VACUUM CONDENSOR
LEVEL ON HEAT TRANSFER AND
EFFECTIVENESS OF CONDENSOR UNIT IV PLTU
PT. PJB UP GRESIK**

**NADIA SELVA BALININGTYAS
10211500000032**

Advisor I

**Ir. Denny M.E. Soedjono, M.T
NIP. 19570331 198803 1 001**

Advisor II

**Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001**

**DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING INDUSTRY
VOCATION FACULTY
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2018**

**ANALISIS PENGARUH TINGKAT
KEVAKUMAN KONDENSOR TERHADAP
LAJU PERPINDAHAN PANAS DAN
EFEKTIFITAS KONDENSOR UNIT IV PLTU
PT. PJB UP GRESIK**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin

Pada

Bidang Studi Konversi Energi
Departemen Teknik Mesin Industri
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya

Oleh :

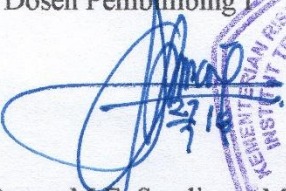
NADIA SELVA BALININGTYAS

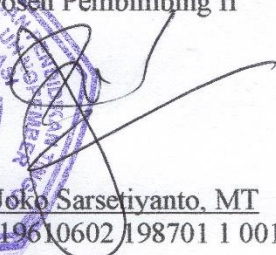
NRP. 10211500000032

Mengetahui dan Menyetujui

Dosen Pembimbing I

Dosen Pembimbing II


Ir. Denny M.E. Soedjono, MT
NIP. 19570331 198803 1 001


Ir. Joko Sarsetiyanto, MT
NIP. 19610602 198701 1 001

**SURABAYA
Juli 2018**

**ANALISIS PENGARUH TINGKAT KEVAKUMAN
KONDENSOR TERHADAP LAJU PERPINDAHAN PANAS
DAN EFEKTIFITAS KONDENSOR UNIT IV PLTU PT.
PJB UP GRESIK**

Nama Mahasiswa : Nadia Selva Baliningtyas
NRP : 10211500000032
Jurusan : Departemen Teknik Mesin
Industri FV-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Denny M.E. Soedjono, MT.

Abstrak

PT Pembangkitan Jawa-Bali (PT PJB) merupakan salah satu anak perusahaan PLN BUMN produsen listrik yang menyuplai kebutuhan listrik di Jawa hingga Bali. PT. PJB UP Gresik yang mana memiliki tiga jenis sistem pembangkit tenaga, yaitu PLTG, PLTU, dan PLTGU. PLTU adalah unit pembangkit thermal dimana uap digunakan untuk menggerakkan turbin. Dalam memproduksi listrik, uap dari boiler memutar sudu-sudu turbin sehingga turbin mengakibatkan generator berputar. Generator merubah energi yang dihasilkan dari putaran menjadi energi listrik. Uap yang telah melewati turbin ubah fasenya menjadi air di dalam kondensor untuk disirkulasikan kembali. Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor yang bekerja pada tekanan vakum untuk merubah fase uap menjadi cair. Di PT PJB UP Gresik kondensor yang digunakan merupakan kondensor jenis shell and tube dengan satu shell dan dua laluan

Pada tugas akhir ini, mencakup proses perhitungan menggunakan metode Long Mean Temperature Different dan NTU-Effectiveness untuk menghitung laju perpindahan panas dan efektifitas. Analisis dilakukan dengan membandingkan hasil laju perpindahan panas dan efektifitas berdasarkan tekanan vakum gauge yang berbeda - beda selama tahun 2017.

Dari hasil perhitungan didapatkan laju perpindahan panas sebesar 191.65 MW dan efektifitas 97.74 % pada tekanan vakum gauge 690.580 mmhg, sedangkan pada tekanan vakum gauge 704.015 mmhg dihasilkan laju perpindahan panas sebesar 81.47 MW dan efektifitas sebesar 97.84%. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar tingkat kevakuman kondensor (gauge) maka semakin tinggi pula efektifitasnya, namun semakin kecil laju perpindahan panasnya.

Kata kunci : Kondensor, laju perpindahan panas, efektifitas, kevakuman kondensor

ANALYSIS EFFECT OF VACUUM CONDENSOR LEVEL ON HEAT TRANSFER AND EFFECTIVENESS OF CONDENSOR UNIT IV PLTU PT. PJB UP GRESIK

Name : Nadia Selva Baliningtyas
NRP : 10211500000032
Department : Departemen Teknik Mesin
Industri FV-ITS
Advisor : Ir. Denny M.E. Soedjono, MT.

Abstract

PT Pembangkitan Jawa-Bali (PT PJB) is one of the subsidiaries of state-owned electricity company PLN that supplies electricity in Java until Bali. PT. PJB UP Gresik which has three types of power generation systems, namely PLTG, PLTU, and PLTGU. PLTU is a thermal generating unit where steam is used to drive turbines. In producing electricity, steam from the boiler turns the turbine blades so that the turbine causes the generator to rotate. The generator changes the energy generated from the rotation into electrical energy. The steam that has passed through the turbine turns the phase into water in the condenser for recirculation. The condenser is one of the heat exchangers acting on a vacuum pressure to convert the vapor phase to liquid. In PT PJB UP Gresik condenser used is a shell and tube type condenser with one shell and two passes

In this final project, including calculation process using Long Mean Temperature Different and NTU-Effectiveness method to calculate heat transfer rate and effectiveness. The analysis is done by comparing the rate of heat transfer and effectiveness with vacuum pressure gauge based on a different month in the year 2017.

From the calculation results obtained sebesar 191.65 MW heat transfer rate and effectiveness 97.74% at a pressure gauge of 690 580 mm Hg vacuum, while the vacuum pressure gauge

produced 704 015 mmHg the heat transfer rate of 81.74 MW and the effectiveness of 97.84%. This shows that the higher the condenser vacuum level (in gauge) the higher the effectiveness, but the smaller the heat transfer rate.

Keywords: Condenser, heat transfer rate, effectiveness, condenser vacuum

KATA PENGANTAR

Segala puji syukur penulis panjatkan kepada Allah SWT yang telah memberikan segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dengan segala keterbatasannya dapat menyelesaikan tugas akhir ini dengan baik. Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. **Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT.**, selaku dosen pembimbing 1 tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan, ilmu dan saran terkait dengan tugas akhir.
2. **Bapak Ir. Joko Sarsetiyanto, MT.**, selaku dosen pembimbing tugas akhir yang telah banyak memberikan bimbingan, ilmu dan saran terkait dengan tugas akhir.
3. **Bapak Ir. Dr. Heru Mirmanto, MT.**, selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. **Bapak Subowo, MSc.**, selaku dosen wali yang telah membimbing dan memberi arahan penulis selama masa perkuliahan.
5. **Bapak Ir. Suhariyanto, MT.**, selaku koordinator tugas akhir Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
6. **Para Dosen Penguji** selaku dosen yang memberikan kritik, saran, serta masukan yang sangat bermanfaat untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
7. **Orang tua dan keluarga** yang selalu memberikan do'a dan motivasinya. Tanpa do'a dan motivasi penulis tidak bisa menyelesaikan tugas akhir dengan baik.
8. **Ismail Maydiyanto** yang selalu menjadi motivasi, memberi saran dan membantu dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
9. **Seluruh Dosen dan Karyawan** yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di D3 Teknik Mesin ITS.
10. **Friska Putri O.**, atas kerja samanya dalam mengerjakan dan menjadi partner yang baik dalam menyelesaikan tugas akhir ini.

11. **Bapak Purwasito, Mas Dedy, Mas Taufik** yang telah membimbing dan memberikan informasi selama di PT PJB UP Gresik.
12. **Seluruh teman-teman angkatan 2015** yang selalu membantu dan memberikan semangat kepada penulis. Terimakasih atas segala kritik dan saran serta motivasi yang telah kalian berikan.
13. **Saudari Alfi, Fiya, Mila, Addina, Ambar dan Nindy** atas segala dukungan dan bantuan selama pengerjaan tugas akhir ini.
14. **Saudari Djajeng W.A.G** atas bantuan mencari informasi mengenai tugas akhir ini.
15. Semua pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini. Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Juni 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	ii
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xii
DAFTAR TABEL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Penulisan.....	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Gambaran Umum PLTU	5
2.2 Kondensor dan Kondensasi.....	6
2.3 Analisis Termodinamika	9
2.3.1 Hukum Kekekalan Massa	9
2.3.2 Flow Equation	10
2.3.3 Energy Balance	12
2.4 Analisis Perpindahan Panas	
2.4.1 Perpindahan Panas	14
2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Dalam Pipa.....	
2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Luar Pipa	
2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi	22
2.4.5 Temperatur Dinding Pipa.....	25
2.4.6 Overall Heat Transfer Coefficient.....	26
2.4.7 Long Mean Temperature Difference.....	27

2.4.8	Metode NTU- <i>Effectiveness</i>	30
BAB III METODOLOGI		
3.1	Studi Literatur	33
3.2	Pengambilan Data dan Survey Lapangan	33
3.2.1	<i>Flow Chart</i> Metodologi Penyusunan Tugas Akhir	34
3.3	Perhitungan Mass Flow Rate Sea Water and Steam.....	34
3.3.1	Flow Chart Perhitungan Mass Flow Rate Sea water and Steam	35
3.4	Menghitung T_{LM} dan $T_{LM,CF}$	37
3.4.1	<i>Flow Chart</i> Menghitung T_{LM} setiap zona .	37
3.5	Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi <i>Tube</i>	37
3.5.1	<i>Flow Chart</i> Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Tube	38
3.6	Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i>	39
3.6.1	<i>Flow Chart</i> Koefisien Perpindahan Panas Zona <i>Desuperheating</i> dan Zona <i>Subcooling</i>	40
3.6.2	<i>Flow Chart</i> Koefisien Perpindahan Panas Zona <i>Condensing</i>	41
3.7	Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall heat transfer Coefficient</i>	42
3.8	Efektifitas Kondensor	42
3.6.1	Flow chart Perhitungan dan Analisis Overall heat transfer Coefficient Total, Laju Perpindahan Panas dan Efektifitas Kondensor	40
BAB IV ANALISIS DAN PERHITUNGAN		
4.1	Data Spesifikasi dan Data Aktual Kondensor Blok IV	45
4.2	Perhitungan Mass Flow Rate Sea water dan Steam.....	46

4.3	Analisis Perpindahan Panas Kondensor.....	49
4.3.1	Perhitungan Menggunakan Metode LMTD (<i>Long Mean Temperature Different</i>).....	50
4.3.2	Koefisien Konveksi di sisi <i>Tube</i>	52
4.3.3	Koefisien Konveksi di sisi <i>Shell</i>	52
4.3.4	Perhitungan Overall Heat Transfer	61
4.3.5	Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total ..	63
4.4	Perhitungan Efektifitas Kondensor	65
4.4.1	Perhitungan Heat Capacity	65
4.4.2	Perhitungan <i>Effectiveness</i> – NTU	66
4.5	Analisis Pengaruh Tekanan <i>Vacuum Condensor</i> Terhadap Laju Perpindahan Panas dan Efektifitas	66
BAB V PENUTUP.....		71
5.1	Kesimpulan	71
5.2	Saran.....	71
DAFTAR PUSTAKA		
LAMPIRAN		
BIODATA PENULIS		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Skema PLTU UP Gresik.....	5
Gambar 2. 2 Direct Condenser	6
Gambar 2. 3 <i>Single Pass</i> Condenser.....	7
Gambar 2. 4 <i>Two Pass</i> Condenser	7
Gambar 2. 5 (a) <i>parallel flow</i> , (b) <i>counter flow</i>	8
Gambar 2. 6 Zona Kondensasi.....	8
Gambar 2. 7 Ilustrasi untuk laju aliran massa pada suatu <i>control volume</i>	10
Gambar 2. 8 Konservasi Energi Pada Volume Atur.....	12
Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Konduksi.....	15
Gambar 2. 10 Perpindahan Panas Konduksi pada benda Satu-Dimensi	15
Gambar 2. 11 Perpindahan Panas Konveksi	17
Gambar 2. 12 Boundary Layer	18
Gambar 2. 13 Aliran Fluida Melintasi <i>Aligned Tube</i> (a) dan <i>Staggered Tube</i> (b)	20
Gambar 2. 14 <i>Susunan Tube Staggered</i>	21
Gambar 2. 15 <i>Film Condensation in Radial System</i>	23
Gambar 2. 16 Distribusi temperatur untuk aliran parallel	28
Gambar 2. 17 Distribusi temperatur untuk aliran counter	29
Gambar 3. 1 <i>Flow chart</i> Penyusunan Tugas Akhir	34
Gambar 3. 2 <i>Flow chart</i> Perhitungan <i>Mass flow rate Sea</i> <i>Water and Steam</i>	35
Gambar 3. 3 <i>Flow chart</i> T_{LM}	37
Gambar 3. 4 <i>Flow chart</i> Koefisien Konveksi pada Sisi Tube.....	38
Gambar 3. 5 <i>Flow chart</i> Koefisien Perpindahan Panas Zona <i>Desuperheating</i> dan Zona <i>Subcooling</i>	40
Gambar 3. 6 <i>Flow chart</i> Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi <i>Shell</i> Zona <i>Condensing</i>	41

Gambar 3. 7	<i>Flow chart</i> Perhitungan dan Analisis Laju Perpindahan Panas dan <i>Overall Heat Transfer Coefficient Total</i> dan Efektifitas Kondensor	43
Gambar 4. 1	Grafik Distribusi Temperatur.....	49
Gambar 4. 2	Faktor Koreksi LMTD untuk HX Tipe <i>Shell and tube One Shell and Any Multiple of Two Tube Passes</i>	51
Gambar 4. 3	Susunan <i>Tube Staggered</i>	54
Gambar 4.4	Grafik Perbandingan Tekanan Vacuum condenser dan Laju Perpindahan Panas	68
Gambar 4. 5	Grafik Perbandingan Tekanan Vacuum condenser dan Effektivitas	69

DAFTAR TABEL

Tabel 4. 1	<i>Mechanic Spesification</i>	45
Tabel 4. 2	Data Operasi Aktual Kondensor.....	45
Tabel 4. 3	Constants for the tube bank in cross flow	55
Tabel 4.4	Data sample perhitungan	67
Tabel 4.5	Data hasil perhitungan	68

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Perkembangan zaman dan teknologi yang begitu pesat menuntut manusia untuk selalu dinamis, dan diiringi dengan bertambahnya kebutuhan listrik. Berdasarkan data Kementerian ESDM tercatat konsumsi listrik per kapita mencapai 994,41 kilo Watt hour (kWh) hingga September 2017. Hal ini berkaitan dengan pesatnya pembangunan gedung pencakar langit, pusat perbelanjaan, perumahan baru juga kemajuan dari alat-alat elektronik yang digunakan masyarakat. Kebutuhan akan ini semakin meningkat, mengakibatkan meningkat pula energi listrik yang dibutuhkan. Sampai saat ini, penyediaan energi listrik di Indonesia masih dikelola oleh suatu Badan Usaha Milik Negara yaitu PT. PLN (Persero). PT Pembangkitan Jawa-Bali (disingkat PT PJB) merupakan salah satu anak perusahaan PLN BUMN produsen listrik yang menyuplai kebutuhan listrik di Banten, DKI Jakarta, Jawa Barat, Yogyakarta, Jawa Timur dan Bali.

Pada PT. PJB UP Gresik terdapat tiga jenis sistem pembangkit tenaga, diantaranya pembangkit tenaga gas (PLTG), pembangkit tenaga uap (PLTU), dan pembangkit tenaga gas-uap (PLTGU). PLTU adalah unit pembangkit *thermal* dimana uap digunakan untuk menggerakkan turbin. Komponen utama pada PLTU yaitu boiler, generator, kondensor, pompa, *water heater*, kipas penekan udara (*force draft fan*), pemanas udara (*air heater*), turbin uap, kipas penghisap (*induced draft fan*) dan pipa-pipa. Sedangkan pada PLTG turbin digerakkan oleh panas yang dihasilkan oleh bahan bakar gas dan PLTGU merupakan gabungan dari prinsip kerja PLTG dan PLTU

Salah satu komponen utama dari PLTU yaitu kondensor merupakan tempat terjadinya proses kondensasi uap, dimana uap berubah fase menjadi cair. Uap tersebut, sebelumnya dimanfaatkan untuk memutar turbin. Hal ini bertujuan untuk menghemat penggunaan air karena air terus tersirkulasi, serta

dapat menjaga kemurnian air yang digunakan dalam sistem boiler. Pendinginan di kondensor menggunakan media air laut yang dialirkan didalam tube condenser. *Vacuum condenser* merupakan salah satu parameter penting dalam menjaga tingkat kevakuman dalam kondensor, tekanan vacuum yang sangat rendah menyebabkan aliran balik pada Low Pressure Turbine sehingga menyebabkan kerusakan sudu. Oleh karena itu tugas akhir ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh perubahan tekanan *vacuum condenser* terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor.

1.2 Perumusan Masalah

Kondensor merupakan salah satu komponen utama dalam suatu siklus pembangkit daya. Efisiensi dari kondensor tentunya juga akan berpengaruh pada efisiensi siklus dan kerja kondensor juga akan berpengaruh pada komponen lain dalam satu siklus. Untuk mempertahankan efisiensi yang baik pada kondensor salah satunya yaitu menjaga tingkat kevakuman dalam kondensor itu sendiri.

1.3 Tujuan

Tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menghitung performa kondensor pada PLTU Blok IV
2. Menghitung koefisien perpindahan panas tiap zona pada Kondensor PLTU Blok IV
3. Menghitung laju perpindahan panas total pada kondensor PLTU Blok IV
4. Menganalisa pengaruh *vacuum condenser* terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor

1.4 Batasan Masalah

Untuk memperkecil ruang lingkup dan memudahkan dalam analisis masalah dibutuhkan adanya pembatasan masalah. maka diberikan batasan-batasan sebagai berikut :

5. Analisis menggunakan data spesifikasi dan data aktual Kondensor pada PLTU Blok IV
6. Menghitung laju perpindahan panas berdasarkan LMTD
7. Perhitungan dilakukan pada kondisi steady state
8. Analisis perpindahan panas hanya menggunakan konduksi dan konveksi dengan mengabaikan radiasi.
9. Perpindahan panas ke lingkungan dianggap tidak ada.
10. Aliran dalam tube diasumsikan *fully developed*
11. Perubahan energi kinetik dan potensial diabaikan

1.5 Manfaat Penulisan

Manfaat yang dapat diambil dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

12. Memperdalam ilmu perpindahan panas
13. Memberikan referensi pada pihak PT. PJB UP Gresik mengenai tidak perawatan terhadap Kondensor
14. Sebagai referensi untuk meningkatkan efisiensi pembangkit dalam hal teknik.
15. Mengetahi pengaruh *vacuum condenser* terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor

1.6 Sistematika Penulisan

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang penulisan, perumusan masalah yang dipilih, tujuan penulisan, manfaat penulisan, batasan permasalahan dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Bab ini berisi tentang teori dan persamaan - persamaan yang mendasari perumusan masalah Kondensor. Dalam dasar teori dari sumber ataupun literatur yang digunakan selama perhitungan perpindahan panas.

BAB III METODE PENELITIAN

Bab ini menjelaskan langkah-langkah penulisan tugas akhir melalui diagram alir.

BAB IV ANALISA DAN PERHITUNGAN

Bab ini membahas mengenai cara-cara perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor dari data yang diperoleh. Kemudian menganalisa pengaruh tekanan *vacuum condenser* terhadap laju perpindahan panas dan efektifitas kondensor.

BAB V PENUTUP

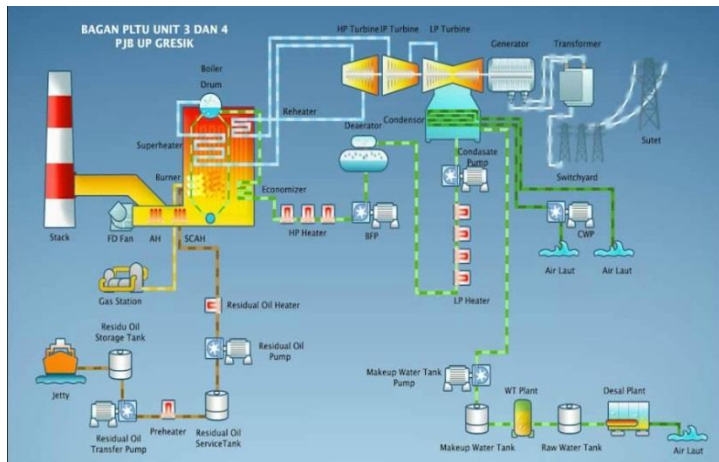
Bab ini memaparkan kesimpulan yang diperoleh selama pembuatan tugas akhir ini yang merupakan ringkasan jawaban dari permasalahan yang dipilih. Dan berisikan saran-saran dari penulis.

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Gambaran Umum PLTU

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) bekerja menghasilkan listrik dengan memanfaatkan uap yang akan memutar turbin. Putaran turbin tersebut akan memutar generator dan generator mengubah energi mekanis menjadi energi listrik yang kemudian dilakukan proses selanjutnya sehingga menjadi listrik yang kita gunakan sehari-hari.



Gambar 2. 1 Skema PLTU UP Gresik
(reference 11)

Secara umum prinsip kerja PLTU adalah pembakaran bahan bakar didalam boiler memanaskan air sehingga menghasilkan uap yang sangat panas. Uap tersebut dilirkan menuju turbin guna menggerakkan sudu – sudu didalam turbin. Sudu yang berputar mengakibatkan generator ikut berputar sehingga menghasilkan tenaga listrik. Uap dari turbin menuju kondensor dan mengalami pengembunan untuk digunakan kembali. *Power plant* ini menggunakan sistem pengaturan

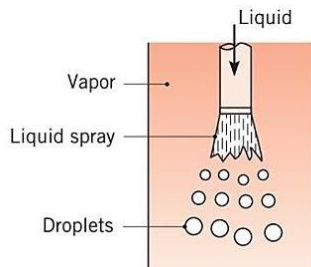
closed loop ,dimana air yang digunakan dalam prosesnya merupakan putaran air yang sama, hanya perlu ditambahkan jika level yang ada kurang dari *set point*-nya.

2.2 Kondensor dan Kondensasi

Kondensor merupakan salah satu alat penukar kalor (*heat exchanger*) yang digunakan untuk mengondensasikan uap atau merubah fase uap menjadi fase cair. Dalam proses kondensasi terdapat dua teknik yaitu menggunakan kondensor kontak langsung dan kondensor tidak kontak langsung.

1. Kondensor Kontak Langsung (*Direct Contact Condenser*)

Direct Contact Condenser melakukan proses kondensasi dengan cara mencampurkan uap dan air pendingin. Salah satu contohnya adalah Spray Condenser dimana air pendingin disemprotkan dan bercampur dengan uap air dalam suatu tabung sehingga terbentuk air kondensat.



Gambar 2. 2 Direct Condenser
(reference 8 , page 674)

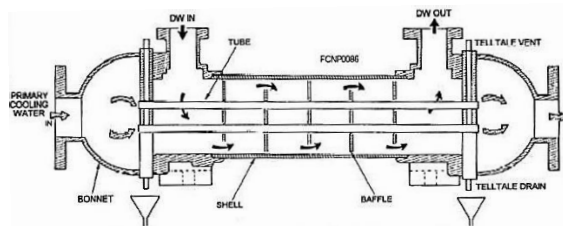
2. Kondensor Tidak Kontak Langsung (*Surface Condenser*)

Pada Surface Condenser air pendingin dan uap yang didinginkan tidak bercampur. Salah satu dari surface condenser adalah *shell and tube* condenser, air pendingin berada didalam pipa-pipa (*tubes*) pendingin sedangkan uap yang terkondensasi didalam cangkang (*shell*). *Heat*

exchanger tipe *shell and tube* terbagi atas dua jenis berdasarkan bentuk *tube*-nya yaitu :

a. *Single Pass*

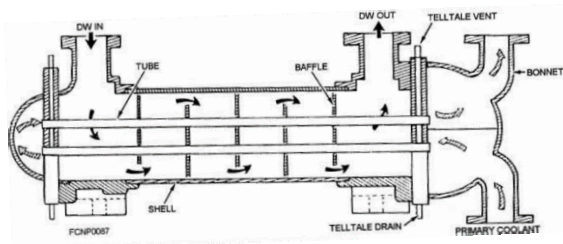
Air pendingin pada kondensor jenis *single pass* ini hanya digunakan sekali siklus pendinginan. Uap masuk kedalam *steam inlet connection*, kemudian uap akan bersentuhan dengan permukaan *tube* yang berisi air pendingin dengan temperatur yang lebih rendah.



Gambar 2. 3 *Single Pass* Condenser
(reference 13)

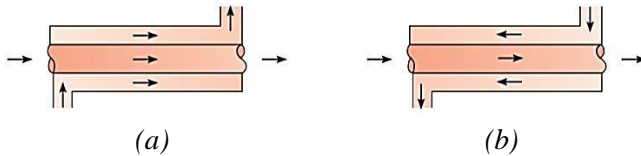
b. *Two Pass*

Kondensor jenis *two pass* memiliki prinsip kerja yang sama dengan kondensor jenis *single pass*, letak perbedaannya terdapat pada aliran air pendingin yang dua kali digunakan dalam satu kali proses pendinginan.



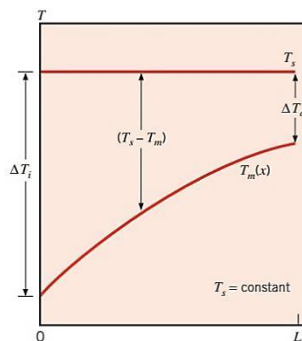
Gambar 2. 4 *Two Pass* Condenser
(reference 13)

Berdasarkan alirannya surface condenser dibagi atas *parallel flow* dan *counter flow*. Pada *parallel flow* arah aliran masuk dan keluar antara uap dan air pendingin searah, berbeda dengan *counter flow* yang alirannya berbeda.



Gambar 2. 5 (a) *parallel flow*, (b) *counter flow*
(reference 8,page 706)

Sedangkan, proses kondensasi merupakan suatu proses yang terjadi ketika temperatur uap berada dibawah temperatur jenuhnya, akibat dari uap jenuh bersentuhan dengan media yang memiliki temperatur lebih rendah. Dalam proses kondensasi idealnya, kalor yang dilepas oleh uap tidak membuat temperaturnya berubah, tetapi terjadi perubahan fase (kalor laten). Sedangkan kalor yang diterima oleh air pendingin mengalami perubahan temperatur tanpa terjadi perubahan fase (kalor sensible).



Gambar 2. 6 Zona Kondensasi
(reference 8,page 531)

Pada PLTU blok IV PT PJB UP Gresik digunakan kondensor bertipe surface kondensor dengan dua laluan (*shell and tube*). Kondensor mengkondensasikan uap dari Low Pressure Turbine menjadi air untuk kemudian digunakan kembali. Pada proses kondensasi tekanan dalam kondensor di design memiliki tekanan vakum dengan menurunkan tekanan dalam kondensor menggunakan air ejector. Kondisi vakum terjadi karena *nozzle* pada air ejector, dimana steam dari *Auxiliary Steam HP Turbine* dilewatkan percabangan *LP Turbine* dari kondensor. Pada kondisi ini steam dari *LP Turbine* tertarik dengan lebih cepat dengan tingkat kondensasi yang lebih rendah. Steam dari percampuran *Auxiliary Steam Turbine* dan *LP Turbine* didalam air ejector kemudian mengalami kondensasi karena mengalir kontak dengan air kondensat dari *Condensate Expansion Pump (CEP)* dan dialirkan kembali ke hotwell. Air kondensat yang naik temperaturnya kemudian dialirkan menuju *Gland Steam Condenser (GSC)* yang kemudian akan dialirkan ke *Low Pressure Heater* sedangkan air kondensat dalam *GSC* yang memiliki tekanan rendah akan dialirkan kembali ke hotwell untuk dinaikkan tekanannya dengan *CEP*.

2.3 Analisis Hukum Termodinamika

Suatu sistem pembangkit daya tentunya tidak dapat terpisahkan dengan termodinamika. Jika ditinjau dengan detail komponen pada suatu sistem pembangkit daya sangatlah kompleks, sehingga diperlukan pendekatan yang mempermudah analisa. Analisa dengan hukum termodinamika merupakan salah satunya, karena termodinamika merupakan ilmu yang berkaitan dengan kalor dan kerja.

2.3.1 Hukum Kekekalan Massa

Prinsip dari Hukum Kekekalan massa pada suatu *control volume* yaitu perubahan waktu dari massa yang terkandung dalam suatu *control volume* sama dengan perubahan waktu dari aliran massa yang masuk pada waktu (t) dikurangi perubahan

waktu dari aliran massa yang keluar pada waktu (t), maka
(reference 9,page 112)

$$\frac{dm_{cv}}{dt} = \sum_i \dot{m}_i - \sum_e \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.1)$$

Keterangan:

$\frac{dm_{cv}}{dt}$ = Perubahan laju aliran massa per satuan waktu (kg/s)

\dot{m}_i = laju aliran massa yang masuk (kg/s)

\dot{m}_e = laju aliran massa yang keluar (kg/s)

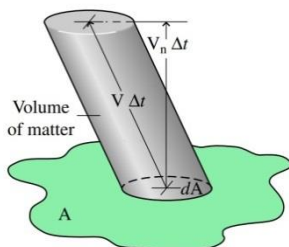
Kondisi steady merupakan kondisi ideal dimana semua sifat tidak berubah seiring dengan berjalannya waktu. Untuk mempermudah perhitungan diasumsikan bahwa *control volume* dalam keadaan steady. Salah satu kondisi yang steady ini meliputi aliran massa, sehingga sesuai dengan hukum kekekalan massa dimana $\frac{dm_{cv}}{dt} = 0$ maka persamaannya menjadi:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.2)$$

Dimana in merupakan sisi masuk dan out merupakan sisi keluar. Dari persamaan diatas dapat disimpulkan bahwa :

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e \dots \dots \dots (2.3)$$

2.3.2 Flow Equation



Gambar 2. 7 Ilustrasi untuk laju aliran massa pada suatu *control volume*
(reference 9,page 123)

Mass flow rate (\dot{m}) yang masuk dan keluar pada suatu *control volume* dapat menghasilkan *properties* di daerah tertentu dengan memperhatikan banyaknya fluida yang mengalir dengan kecepatan relatif (V_n) sepanjang luasan (dA) pada interval waktu tertentu (Δt). Apabila dikalikan dengan density (ρ) maka akan memberikan hasil berupa sejumlah massa yang melewati luasan suatu benda pada waktu tertentu (*reference 9, page 123*) :

$$\dot{m} = \rho(V_n \Delta t) dA \dots\dots\dots (2.4)$$

Jika dibagi dengan Δt dan mengambil harga limitnya dengan Δt mendekati nol, maka laju aliran massa sesaat yang melintasi luasan dA adalah :

$$m dA, \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta m}{\Delta t} \right) = \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.5)$$

Bila persamaan (2.5) diintegral sepanjang area A yang dilewati oleh suatu massa, maka *mass flow rate* :

$$\dot{m} = \int \rho V_n dA \dots\dots\dots (2.6)$$

Pada *one-dimensional flow* atau aliran yang melewati suatu luas area tertentu yang sama (A) dengan satu kecepatan tertentu (V) maka persamaan (2.6) dapat dituliskan seperti berikut (*reference 9, page 124*) :

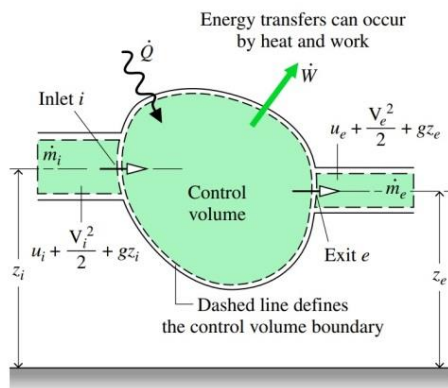
$$\dot{m} = \rho V A \dots\dots\dots (2.7)$$

Keterangan:

- \dot{m} = laju aliran massa (kg/s)
- Δt = perubahan waktu (s)
- ρ = massa jenis aliran (kg/m³)
- V_n = kecepatan relatif aliran (m/s)
- dA = luasan (m²)

2.3.3 Energy Balance

Secara umum perpindahan panas merupakan proses berpindahnya energi panas dari suatu tempat ke tempat lain akibat adanya perbedaan temperatur. Pada sistem tertutup (close loop) hanya ada dua energi yang berpengaruh yaitu kalor pada suatu boundary layers dan kerja pada suatu *control volume*. Perubahan energi dalam dari suatu sistem bergantung pada kerja yang dilakukan sistem tersebut.



Gambar 2. 8 Konservasi Energi Pada Volume Atur
(reference 9,page 129)

Berdasarkan gambar 2.8 perubahan energi persatuan waktu pada suatu *control volume* dapat dituliskan dengan persamaan berikut, (reference 9,page 129) :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_i \left(u_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left(u_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots \dots \dots (2.8)$$

Karena kerja selalu dilakukan oleh suatu volume atur, maka \dot{W} dapat dipisahkan menjadi dua, yaitu kerja yang berhubungan dengan tekanan fluida, sedangkan yang kedua dinyatakan dalam \dot{W}_{cv} termasuk semua pengaruh kerja lainnya. Sedangkan laju perpindahan energi melalui kerja dapat

dinyatakan dengan perkalian antara gaya dengan kecepatan titik dimana gaya tersebut bekerja. Dengan demikian, maka laju dimana kerja dilakukan pada sisi keluar oleh gaya normal yang disebabkan oleh tekanan adalah perkalian antara gaya normal tersebut pA dengan kecepatan aliran fluida V , (*reference 9,page 130*) :

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + \dot{m}_e(p_e \times v_e) - \dot{m}_i(p_i \times v_i) \dots\dots\dots (2.9)$$

Dengan $AV = \dot{m}v$, maka (*reference 9,page 130*) :

$$\dot{W} = \dot{W}_{cv} + (p_e \times A_e) \times V_e - (p_i \times A_i) \times V_i \dots\dots\dots (2.10)$$

Jika persamaan (2.8) dan persamaan (2.9) di substitusikan, maka (*reference 9,page 130*) :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \left[\begin{array}{l} \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(u_i + p_i v_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) \\ - \dot{m}_e \left(u_e + p_e v_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \end{array} \right] \dots\dots\dots (2.11)$$

Jika $u + pv = h$, maka :

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m}_i \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m}_e \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) \dots\dots\dots (2.12)$$

Keterangan :

- $\frac{dE_{cv}}{dt}$ = perubahan energi persatuan waktu
- \dot{Q} = kalor yang dipindahkan per satuan waktu (kW)
- \dot{W} = kerja yang dikenakan per satuan waktu (kW)
- u = energi dalam (kJ/kg)
- p = tekanan (N/m²)
- v = volume spesifik (m³/kg)
- V = kecepatan (m/s)
- g = percepatan gravitasi (m/s²)
- z = ketinggian (m)
- h = enthalpy (kJ/kg)

Apabila diasumsikan *steady state*, tidak ada kerja yang keluar, dan tidak ada energi mekanik, serta aliran yang masuk dan keluar sama $\dot{m}=\dot{m}_i=\dot{m}_e$ maka dapat di tuliskan :

$$Q=\dot{m}\times(h_i-h_e).....(2.13)$$

Ketika keadaan keluar dan masuk terdapat perubahan suhu (kalor sensible) dan fluida mendekati keadaan gas idealnya, maka (*reference 9,page 107*) :

$$h_i-h_e=c_p(T_i-T_e).....(2.14)$$

Bila disubstitusikan persamaan (2.13) dan persamaan (2.14) dapat dituliskan seperti berikut :

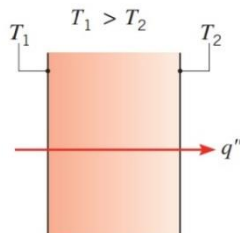
$$Q=\dot{m}\times c_p\times(T_i-T_e).....(2.15)$$

2.4 Analisis Perpindahan Panas

Perpindahan panas merupakan suatu peristiwa yang tak pernah lepas dari kehidupan sehari – hari. Misalnya memasak nasi, membuat kopi, menjemur pakaian, dan sebagainya. Terdapat tiga bentuk mekanisme perpindahan panas yang diketahui, yaitu konduksi, konveksi, dan radiasi. Pada tugas akhir ini hanya menjelaskan perpindahan konduksi dan konveksi saja, untuk perpindahan panas secara radiasi tidak dijelaskan.

2.4.1 Perpindahan Panas

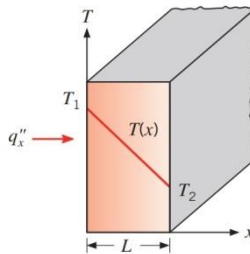
1. Konduksi



Gambar 2. 9 Perpindahan Panas Konduksi

(reference 8,page 2)

Bila pada suatu media diam baik cair maupun padat terdapat suatu *gradient* temperatur, maka ini lah yang disebut dengan perpindahan panas konduksi. Konduksi digambarkan sebagai perpindahan panas yang bergerak dari energi tinggi menuju energi yang lebih rendah akibat dari interaksi antar partikel pada suatu media. Ketika partikel saling bersinggungan dan terdapat perbedaan energi antar partikel tersebut maka terjadilah perpindahan panas.



Gambar 2. 10 Perpindahan Panas Konduksksi pada benda Satu-Dimensi
(reference 8,page 4)

Berdasarkan Gambar 2.10, dengan distibusi temperature (T_x) maka persamaan heat flux atau yang dikenal dengan hukum *Fourier* dapat dituliskan pada persamaan berikut (reference 8,page 4) :

$$q''_x = -k \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.16)$$

Laju perpindahan panas secara konduksi melewati suatu luasan tertentu merupakan hasil perkalian dari heat flux dan luasan tersebut $q_x = q''_x \times A$, maka persamaan laju perpindahan panas konduksi adalah sebagai berikut :

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \dots\dots\dots (2.17)$$

Keterangan:

q_x = Laju Perpindahan Panas ke arah sumbu x positif(W)

k = Konduktivitas Panas (W/mK) adalah karakteristik individu material dinding

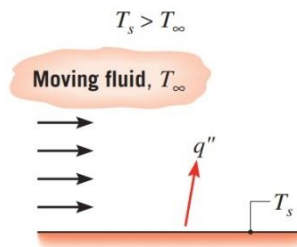
A = Luasan yang tegak lurus arah perpindahan panas(m²)

$\frac{dT}{dx}$ = Gradient Temperatur

Tanda minus merupakan konsekuensi bahwa panas berpindah dari lokasi yang bertemperatur tinggi ke yang lebih rendah.

2. Konveksi

Konveksi merupakan perpindahan panas antara permukaan zat dengan fluida bergerak. Contohnya air panas dalam wadah yang ditiup lama kelamaan akan menjadi dingin. Ini terjadi akibat kalor yang berpindah dengan perantara fluida yang bergerak berupa tiupan. Contoh tersebut tergolong dalam konveksi secara paksa, atau konveksi yang terjadi akibat adanya gerakan mekanis dari faktor eksternal. Sedangkan kategori konveksi yang lain adalah *natural convection* dimana konveksi terjadi tanpa adanya faktor eksternal.



Gambar 2. 11 Perpindahan Panas Konveksi
(reference 8,page 2)

Newton's law of cooling menjelaskan mengenai hukum laju perpindahan panas konveksi sebagai berikut (*reference 8 ,page 8*) :

$$q''=h(T_s-T_\infty).....(2.18)$$

Keterangan :

$$q'' = \text{heat flux} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right)$$

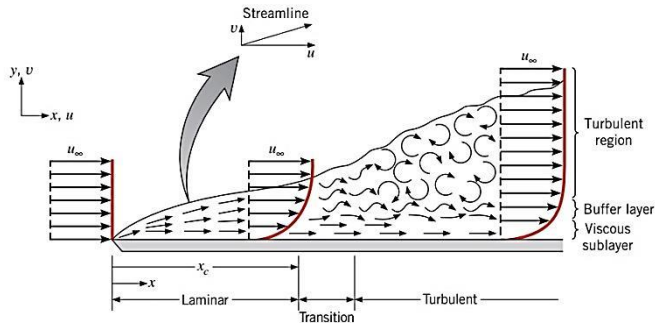
$$h = \text{koefisien konfeksi} \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right)$$

$$T_s = \text{temperature surface (K)}$$

$$T_\infty = \text{temperatur rata - rata fluida (K)}$$

2.4.2 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Dalam Pipa

Perpindahan panas yang terjadi didalam suatu pipa merupakan aliran internal dimana boundary layer tidak memungkinkan untuk berkembang karena dibatasi oleh surface. Hal ini berbalikan dengan perpindahan panas pada aliran eksternal dimana mungkin terjadi perkembangan boundary layer. Dalam aliran internal dapat terbagi atas tiga daerah aliran yaitu aliran laminar, aliran transisi dan aliran turbulen, seperti gambar berikut :



Gambar 2. 12 Boundary Layer
(*reference 8,page 389*)

- Aliran laminar

Aliran laminar didefinisikan sebagai fluida yang bergerak dengan kondisi lapisan - lapisan membentuk garis – garis alir yang tidak berpotongan satu sama lain. Partikel fluida mengalir dengan bentuk garis lurus dan sejajar. Aliran laminar memiliki bilangan *Reynold* kurang dari 2300. Dengan persamaan *Nusselt Number* sebagai berikut (*reference 8,page 538 dan 539*)

$$Nu_d = \frac{hD}{k} = 4.36 (q''_s = \text{constant}) \dots\dots\dots (2.19)$$

$$Nu_d = 3.66 (T_s = \text{constant}) \dots\dots\dots (2.20)$$

Keterangan

Nu_d = *nusselt number*

h = koefisien konfeksi $\left(\frac{W}{m^2K} \right)$

D = diameter (m)

k = konduktifitas thermal $\left(\frac{W}{mK} \right)$

▪ Aliran transisi

Aliran transisi merupakan aliran fluida yang memiliki sifat terkadang seperti aliran laminar dan terkadang seperti aliran turbulen. Aliran transisi memiliki bilangan *Reynold* sama dengan 2300.

▪ Aliran turbulen

Pada aliran turbulen pergerakan pergerakan partikel fluida sangat tidak menentu, fluida bergerak secara acak dan tidak menentu dengan kecepatan yang berfluktuasi. Aliran turbulen memiliki bilangan *Reynold* lebih dari 2300. Dengan persamaan *Nusselt Number* sebagai berikut (*reference 8,page 544*):

$$Nu_d = 0.023 Re_d^{4/5} Pr^n \dots\dots\dots (2.21)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_d \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

Keterangan :

Nu_d = *nusselt number*

Re_d = *Reynold number*

Pr = *prandtl number*

$n=0.4$ untuk *heating* , 0.3 untuk *cooling*

Untuk mengetahui jenis alirannya maka digunakan persamaan (*reference 8, page 455*) :

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots (2.22)$$

Keterangan :

Nu_d = *nusselt number*

Re_d = *Reynold number*

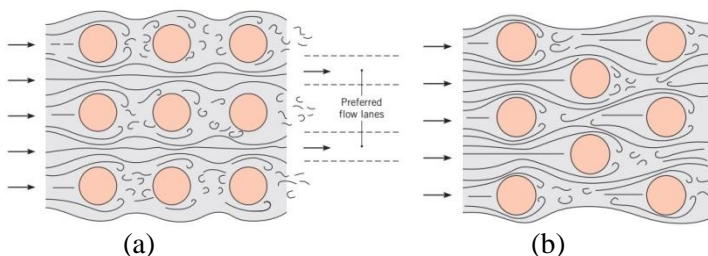
V = kecepatan aliran $\left(\frac{m}{s}\right)$

ρ = massa jenis aliran $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

D = diameter pipa dalam(m)

2.4.3 Perpindahan Panas Akibat Fluida di Luar Pipa

Pada perpindahan panas di *shell* susunan *tube* sangat berpengaruh pada koefisien perpindahan panas secara konveksi. Ada dua jenis susunan *tube* pada *heat exchanger*, yaitu susunan *aligned* dan *staggered*. Susunan *tube staggered* memiliki koefisien perpindahan panas yang lebih tinggi karena bentuknya berliku-liku sehingga semakin banyak bagian *tube* yang teraliri fluida.



Gambar 2. 13 Aliran Fluida Melintasi *Aligned Tube* (a) dan *Staggered Tube* (b)
(reference 8, page 470)

Secara umum koefisien perpindahan rata-rata untuk aliran eksternal pada bank of *tubes* dapat menggunakan persamaan yang sama dengan mencari koefisien konveksi didalam *tube*, letak perbedaannya ada pada penggunaan ukuran diameter *tube*, bila koefisien konveksi didalam pipa menggunakan diameter dalam maka koefisien konveksi diluar pipa menggunakan diameter luar. Sedangkan dalam mencari nilai Nusselt *number* digunakan persamaan *Zukauskas* disertai korelasinya sebagai berikut (reference 8,page 458):

$$Nu_D = C Re_D^m Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.23)$$

$$\left[\begin{array}{c} N_L > 20 \\ 0,7 < Pr < 500 \\ 1000 < Re_{D \max} < 2 \times 10^6 \end{array} \right]$$

Keterangan :

C = konstanta *tube bank* aliran *cross flow*

Nu_d = nusselt number

Re_d = Reynold number

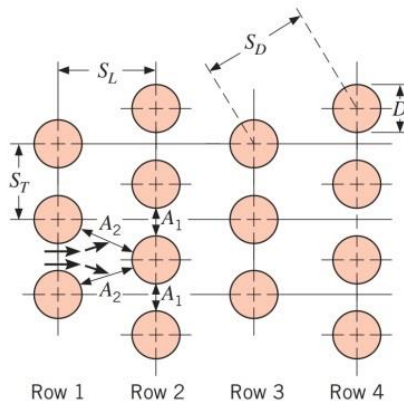
Pr = prandtl number

Pr_s = *prandtl number* bagian *surface*

n = 0.37 (Pr ≤ 10) ; 0.36 (Pr ≥ 10)

Selain itu juga dapat menggunakan persamaan dari *Churchill and Bernstein* untuk semua nilai Re_D dengan $Pr \leq 0.2$, sebagai berikut (*reference*, page 458) :

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re_D^{\frac{1}{2}} Pr^{\frac{1}{3}}}{[1 + (\frac{0.4}{Pr})^{\frac{2}{3}}]^{\frac{1}{4}}} \dots\dots\dots (2.24)$$



Gambar 2. 14 Susunan *Tube Staggered*
(*reference* 8,page 469)

Pada susunan *staggered*, kecepatan maksimum terjadi pada A_1 maupun A_2 , sehingga untuk memperoleh nilai V_{max} dapat digunakan persamaan :

V_{max} terjadi di A_1 dengan syarat (*reference* 8,page 471) :

$$2(S_D - D) < (S_T - D) \dots\dots\dots (2.25)$$

Dengan persamaan :

$$V_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} \times V \dots\dots\dots (2.26)$$

Sedangkan V_{max} dapat terjadi di A_2 dengan syarat (*reference* 8, page 471)

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2} \dots\dots\dots (2.27)$$

Dengan persamaan :

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2(S_T - D)} \times V \dots\dots\dots (2.28)$$

Untuk mengetahui jenis alirannya maka digunakan persamaan (*reference 8, page 455*) :

$$Re_d = \frac{\rho V D}{\mu} \dots\dots\dots (2.29)$$

Keterangan :

Nu_d = *nusselt number*

Re_d = *Reynold number*

V = kecepatan aliran $\left(\frac{m}{s} \right)$

ρ = massa jenis aliran $\left(\frac{kg}{m^3} \right)$

D = diameter pipa luar (m)

2.4.4 Koefisien Perpindahan Panas Kondensasi

Zona condensing merupakan zona dimana fase uap mulai berubah menjadi fase cair. Perpindahan panas di daerah kondensasi dapat dianalisa melalui lapisan *tube* yang terkondensasi pada sistem radial pada horizontal *tube*.

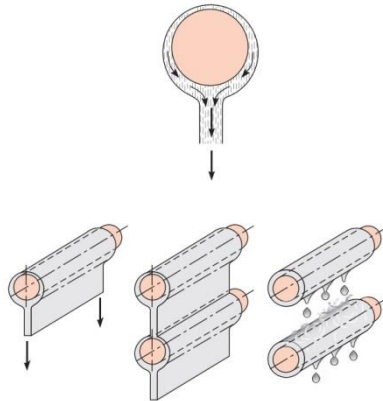
Pada prinsipnya, kondensasi yang terjadi pada kondensor terbagi atas dua jenis, yaitu :

1. *Dropwise Condensation*

Pada *dropwise condensation*, embun akibat proses kondensasi berbentuk bintik - bintik, oleh karena gaya gravitasi dan beratnya sendiri bintik tersebut jatuh dan menetes secara terus menerus. *Dropwise condensation* hanya terjadi pada permukaan yang benar benar licin.

2. *Film Condensation*

Pada kondensasi jenis ini, embun yang terbentuk akibat proses kondensasi membentuk lapisan tipis seperti film yang menyelubungi dinding *tube*. Seperti pada *dropwise condensation* embun ini kemudian jatuh menjadi air kondensat akibat gaya gravitasi dan gaya beratnya sendiri.



Gambar 2. 15 *Film Condensation in Radial System*
(reference 8, page 684)

Akan tetapi, selama proses kondensasi tidak dapat dipastikan secara tepat proses apa yang terjadi sehingga jenisnya dianggap *film condensation*, karena pada *dropwise condensation* tentunya hanya terjadi pada permukaan yang benar benar licin. Dimana koefisien konduksinya bias dihitung dengan cara sebagai berikut (reference 8, page 684):

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}_D D}{k_l} = C \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.30)$$

Keterangan :

\overline{Nu}_D = nusselt number rata- rata

g = gaya gravitasi $\left(\frac{m}{s^2}\right)$

ρ_l = massa jenis air kondensat pada temperatur film $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

ρ_v = massa jenis steam $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

Do = diameter luar (m)

h'_{fg} =kalor laten penguapan $\left(\frac{J}{kg}\right)$

k_l =konduktivitas thermal air kondensat pada temperatur film $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

μ_l =viskositas absolut air kondensat pada temperatur film $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

T_{sat} =Temperatur Saturasi(K)

T_s =Temperatur Surface (K)

Dengan $C = 0.826$ untuk bola dan $C = 0.792$ untuk *tube*. Untuk *tube* yang dipasang secara horizontal tanpa fin dengan banyak *tube* adalah N , maka koefisien rata – ratanya, adalah (reference 8, page 686):

$$\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_D N^n \dots\dots\dots (2.31)$$

\bar{h}_D merupakan koefisien heat transfer untuk bagian atas *tube*. Analisis nusselt number dapat dihitung dengan menghitung ketebalan lapisan film *tube* dengan nilai $n = -\frac{1}{4}$ atau $n = -\frac{1}{6}$. Namun nilai empiris dari $n = -\frac{1}{6}$ lebih tepat digunakan dalam perhitungan.

Sedangkan harga h'_{fg} dapat dicari dengan menggunakan rumus Jacob Number, yaitu (reference 8, page 409) :

$$Ja = \frac{c_{pf} \times (T_{sat} - T_s)}{h'_{fg}} \dots\dots\dots (2.32)$$

Sehingga h'_{fg} (referece 8, *page* 678)

$$h'_{fg} = (1 + 0,68Ja) \dots\dots\dots (2.33)$$

Keterangan

Ja = *Jacob Number*

c_{pf} =specific heat $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right)$

h_{fg} dan h'_{fg} =heat of vaporation $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$

T_s =Temperatur surface(K)

T_{sat} =Temperatur saturasi(K)

2.4.5 Temperatur Dinding Pipa

Dalam mencari temperatur dinding pipa digunakan metode iterasi dimana metode ini menggunakan secara berulang ulang hingga di dapatkan harga asumsi yang mendekati harga aktualnya. Nilai koefisen konveksi perpindahan panas secara paksa dan nilai koefisien perpindahan panas konduksi dihitung menggunakan temperatur dinding asumsi. Kemudian temperatur dinding dihitung dan hasilnya dibandingkan dengan temperatur dinding asumsi, hingga didapatkan nilai penyimpangannya. Semakin kecil nilai penyimpangannya maka lebih hasil asumsi akan lebih dekat dengan hasil aktualnya.

Beda temperatur pada pipa *cross* T_c - T_s diabaikan dan dianggap temperatur pada seluruh *tube* sebagai temperatur luar dinding pipa (T_{sat}). (*reference* 8, *page* 116)

$$R_{tot} = \sum R_t = \frac{\Delta T}{q} = \frac{1}{UA} \dots\dots\dots (2.34)$$

$$q = \frac{\Delta T}{\sum R_t}$$

$$\frac{T_{sat} - T_c}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} = \frac{T_s - T_c}{\frac{1}{h_i \frac{D_i}{D_o}}} \dots\dots\dots (2.35)$$

Maka, temperature dinding pipa dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$T_s = T_{\text{mean}} + \frac{h_o D_i}{h_o D_i + h_i D_o} (T_{\text{sat}} - T_{\text{mean}}) \dots \dots \dots (2.36)$$

Keterangan

T_s = Temperatur surface (K)

T_{mean} = Temperatur rata-rata (K)

h_o = koefisien konveksi diluar *tube* $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

h_i = koefisien konveksi didalam *tube* $\left(\frac{W}{m^2 \cdot K} \right)$

D_o = diameter luar pipa (m)

D_i = diameter dalam pipa (m)

2.4.6 Overall Heat Transfer Coefficient

Overall heat transfer coefficient adalah total tahanan thermal antar dua fluida yang terjadi perpindahan panas atau koefisien perpindahan panas gabungan yang meliputi seluruh koefisien yang ada mulai dari fluida dingin sampai ke fluida panas, termasuk juga adanya faktor kerak (*fouling factor*) yang mungkin terjadi setelah pesawat digunakan. Untuk *heat exchanger* tipe turbulen tanpa fin, *Overall heat transfer* dapat dihitung dengan menjumlahkan tahanan thermal akibat konduksi dan konveksi diantara dua fluida yang dibatasi dinding silinder. Dari persamaan (2.34), maka :

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{UA} \dots \dots \dots (2.37)$$

Dalam permasalahan ini, tahanan thermal melibatkan tahanan konveksi aliran di dalam silinder, tahanan konduksi pada material silinder, dan tahanan konveksi aliran - aliran di luar silinder, sehingga dapat ditulis dengan persamaan berikut :

$$R_{\text{tot}} = \frac{1}{h_o 2\pi r_o L} + \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_i 2\pi r_i L} \dots \dots \dots (2.38)$$

Dari persamaan diatas dapat didapatkan pula persamaan untuk *Overall* heat transfer coefficient yaitu:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.39)$$

Jika memperhitungkan *fouling factor* (kerak) persamaan menjadi :

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i}\right) \frac{1}{h_i}} \dots\dots\dots (2.40)$$

Keterangan:

U = *Overall* heat transfer coefficient $\left(\frac{W}{mK}\right)$

h_o = koefisien konveksi di luar *tube* $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

h_i = koefisien konveksi di dalam *tube* $\left(\frac{W}{m^2K}\right)$

r_o = jari-jari luar *tube* (m)

r_i = jari-jari dalam *tube* (m)

k = konduktivitas thermal $\left(\frac{W}{mK}\right)$

R_{f,o}'' = *fouling factor* di luar *tube* $\left(\frac{m^2K}{W}\right)$

R_{f,i}'' = *fouling factor* di dalam *tube* $\left(\frac{m^2K}{W}\right)$

2.4.7 Long Mean Temperature Difference

Long mean temperature difference merupakan metode yang digunakan untuk mencari temperatur rata-rata yaitu dari temperatur inlet dan temperatur outlet fluida pada heat exchanger. Berikut ini persamaannya (*reference* 8, *page* 714):

$$q = U \times A \times \Delta T_{LM} \dots\dots\dots (2.41)$$

Keterangan:

q = laju perpindahan panas (W)

U = Overall heat transfer coefficient $\left(\frac{W}{mK}\right)$

A = luasan bidang (m^2)

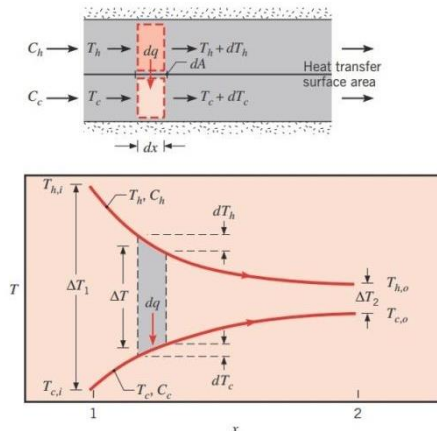
ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

Dimana , persamaan ΔT_{LM} adalah (reference 8, page 714)

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} \dots \dots \dots (2.42)$$

Sebelum menentukan LMTD, terlebih dahulu menentukan jenis alirannya. Berdasarkan arah alirannya heat exchanger terbagi atas tiga aliran sebagai berikut :

1. Parallel flow



Gambar 2. 16 Distribusi temperatur untuk aliran parallel
(reference 8, page 711)

Dari gambar distribusi temperature tersebut maka, (reference , page 714) :

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \dots \dots \dots (2.43)$$

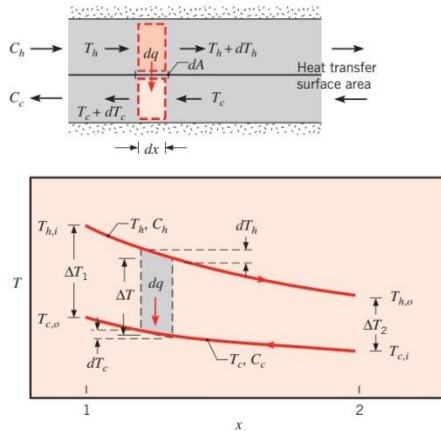
Sehingga persamaan (2.42) dapat dituliskan menjadi :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,i}) - (T_{h,o} - T_{c,o})}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,i}}{T_{h,o} - T_{c,o}}} \dots\dots\dots (2.44)$$

Keterangan:

- $T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)
 $T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)
 $T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)
 $T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin (K)

2. Counter flow



Gambar 2. 17 Distribusi temperatur untuk aliran counter (reference 8, page 714)

Dari gambar distribusi temperature tersebut maka, (reference , page 715) :

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} = T_{h,i} - T_{c,o} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} = T_{h,o} - T_{c,i} \end{bmatrix} \dots\dots\dots (2.45)$$

Sehingga persamaan (2.42) dapat dituliskan menjadi :

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}} \dots\dots\dots (2.46)$$

Keterangan:

$T_{h,i}$ = temperatur masuk fluida panas (K)

$T_{h,o}$ = temperatur keluar fluida panas (K)

$T_{c,i}$ = temperatur masuk fluida dingin (K)

$T_{c,o}$ = temperatur keluar fluida dingin (K)

3. *Mutlipass and cross flow*

Tipe aliran ini membutuhkan *factor* koreksi dengan hasil perhitungan yang tepat. Faktor koreksi didapatkan dari grafik pada lampiran 4.

$$\Delta T_{LM} = F \Delta T_{LM,cf} \dots\dots\dots (2.47)$$

Keterangan:

ΔT_{LM} = perbedaan temperatur rata-rata (K)

F = temperatur keluar fluida panas (K)

$\Delta T_{LM,cf}$ = perbedaan temperatur rata-rata untuk *mutlipass and cross flow*(K)

2.4.8 Metode NTU (*Number of Transfer Unit*)

Pengecekan terhadap performa kondensor yang telah diketahui jenis, tipe, dan ukurannya dapat dilakukan dengan menggunakan metode *Effektivness*-NTU. *Effektivness* (ϵ) adalah rasio perbandingan antara laju perpindahan aktual dengan laju perpindahan panas maksimum yang mungkin terjadi pada suatu *heat exchanger*. *Effectiveness* merupakan bilangan tanpa dimensi dan berada dalam batas $0 < \epsilon < 1$. Sehingga untuk semua *heat exchanger effectiveness* dinyatakan dalam persamaan berikut (*reference 8, page 723*)

$$\varepsilon = f \left[NTU, \frac{C_{min}}{C_{max}} \right] \dots\dots\dots (2.48)$$

(reference 8, page 722)

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana,

$$q_{max} = C_{min} \times (T_{h,i} - T_{c,i}) \dots\dots\dots (2.50)$$

Dengan C_{min} diperoleh dari nilai terkecil antara C_c dan C_h , seperti berikut :

$$C_c = \dot{m}_c \times c_{pc} \dots\dots\dots (2.51a)$$

$$C_h = \dot{m}_h \times c_{ph} \dots\dots\dots (2.51b)$$

Keterangan:

C_c = *heat capacity rate* fluida dingin $\left(\frac{W}{K} \right)$

C_h = *heat capacity rate* fluida panas $\left(\frac{W}{K} \right)$

\dot{m}_c = laju aliran massa fluida dingin $\left(\frac{kg}{s} \right)$

\dot{m}_h = laju aliran massa fluida panas $\left(\frac{kg}{s} \right)$

c_{pc} = kalor spesifik fluida dingin $\left(\frac{J}{kg K} \right)$

Dengan C_{min} dapat berupa C_h (*hot*) atau C_c (*cold*) dimana diantara keduanya memiliki nilai yang lebih kecil. Sedangkan *Number of Transfer Unit* (NTU) adalah bilangan tak berdimensi yang secara luas digunakan untuk menganalisis perpindahan panas pada suatu *heat exchanger*. Persamaan dari NTU yaitu sebagai berikut:

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \dots\dots\dots (2.52)$$

Pada kondensor bertipe *shell and tube*, maka persamaan untuk mencari efektifitas adalah sebagai berikut (*reference 8,page 724*):

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + C_r (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[-(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]} \right\}^{-1} \dots\dots\dots (2.53)$$

C_r adalah rasio kapasitas panas yang mempunyai range nilai $0 \leq C_r \leq 1$. C_r dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$C_r = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \dots\dots\dots (2.54)$$

BAB III METODOLOGI

Bab ini akan membahas metode analisis perpindahan panas secara analitis dan sistematis agar dapat menganalisis pengaruh kevakuman terhadap laju perpindahan panas dan performa kondensor. Serta menunjukkan metodologi dalam penyusunan laporan tugas akhir.

3.1 Studi Literatur

Pada tahapan studi literatur, penulis dapat mencari kemungkinan yang terjadi sehingga diketahui dugaan awal bagaimana pengaruh permasalahan itu bisa terjadi sehingga dapat menyusun hipotesa. Studi literatur ini dilakukan dengan mencari informasi di perpustakaan, di *control room*, diskusi dengan mentor, dosen pembimbing, serta pihak lapangan. Untuk menambah referensi, media internet juga digunakan sebagai sumber pengetahuan.

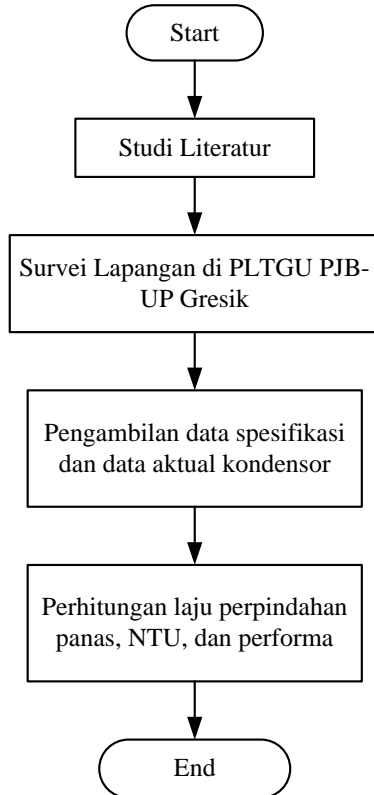
3.2 Pengambilan Data dan Survey Lapangan

Dalam menghitung efektifitas dan laju perpindahan panas, dibutuhkan data-data tertentu baik secara teoritis maupun aktual. Data yang diperlukan diperoleh dari data spesifikasi kondensor, desain kondensor, data aktual dari lokal dan *control room*, serta bagian perencanaan dan pengendalian (Rendal) operasional. Sebelum dilakukan proses pengambilan data diperlukan persiapan untuk merancang suatu pengumpulan data. Langkah awal hingga langkah perhitungan tersebut akan digambarkan pada beberapa *flow chart*. Langkah – langkah tersebut didapatkan dari diskusi dengan para mentor dan pihak-pihak yang mampu memberikan informasi tentang data yang dibutuhkan, sehingga dapat dituliskan dengan runtut dan sistematis.

Sedangkan beberapa data pendukung digunakan untuk membantu menentukan langkah-langkah perhitungan yang diambil dari *textbook* “*Fundamentals of Heat and Mass*

Transfer”, Theodore L. Bergman, Ladriene S. Lavine Frank P. Incopera, dan David P. Dewitt, penelitian terdahulu serta sumber-sumber lainnya.

3.2.1 Flow Chart Metodologi Penyusunan Tugas Akhir



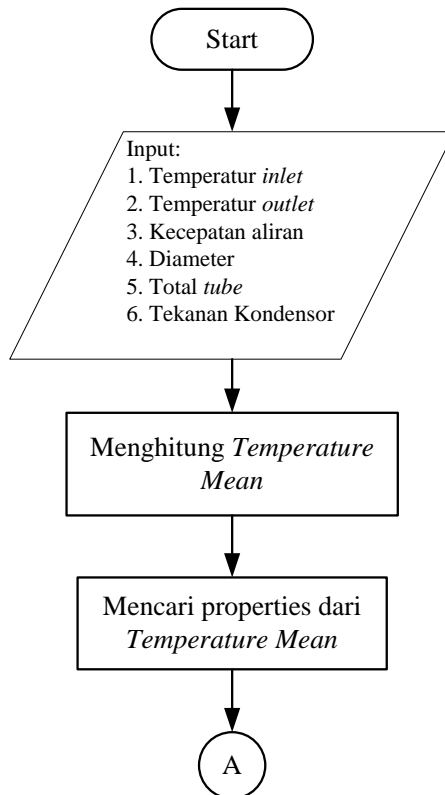
Gambar 3. 1 Flow chart Penyusunan Tugas Akhir

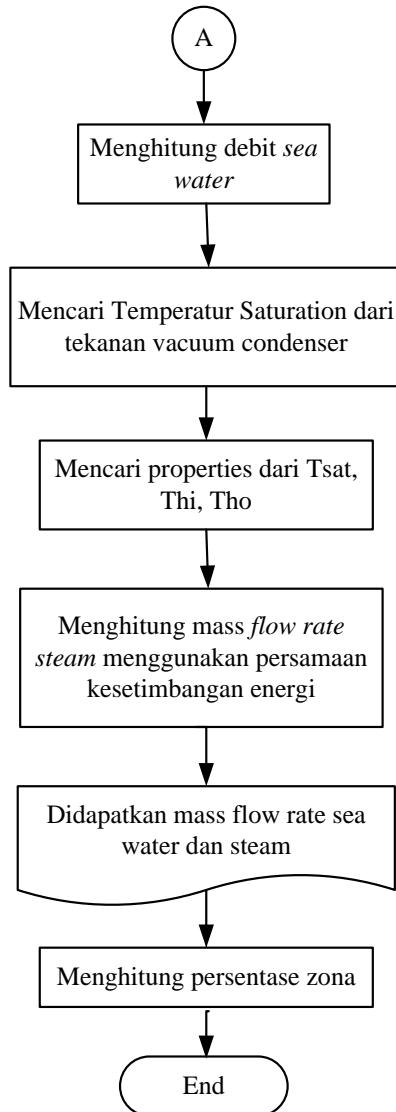
3.3 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea Water and Steam*

Dalam menghitung *mass flow rate*, diperlukan data temperatur masuk dan keluar air laut kondensor, kapasitas aliran air laut serta

tekanan pada kondensor. Data didapatkan dari rata-rata data per bulan selama tahun 2017. Setelah mendapatkan data yang diperlukan, kemudian mencari data properties pada “Fundamental Engineering of Thermodynamics”, Michel J. Moran dan Howard N. Saphiro, “Fundamentals of *Heat and Mass Transfer*”, Theodore L. Bergman, Ladriene S. Lavine Frank P. Incopera, dan David P. Dewitt untuk menghitung *mass flow rate*.

3.3.1 *Flow Chart Perhitungan Mass Flow Rate Sea water and Steam*



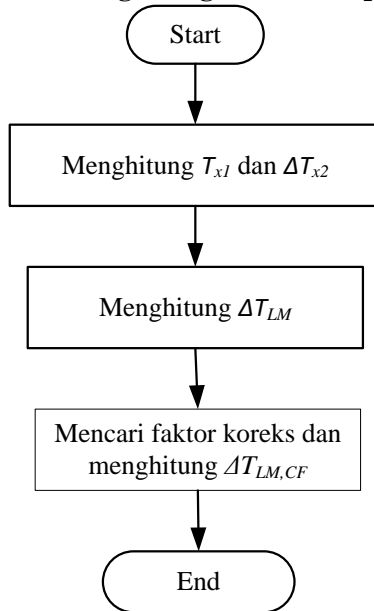


Gambar 3. 2 *Flow chart* Perhitungan *Mass flow rate Sea Water and Steam*

3.4 Menghitung ΔT_{LM} dan $\Delta T_{LM,CF}$

Mencari ΔT_{LM} dengan metode LMTD (Log Mean Temperature Difference).

3.4.1 Flow chart Menghitung ΔT_{LM} setiap zona

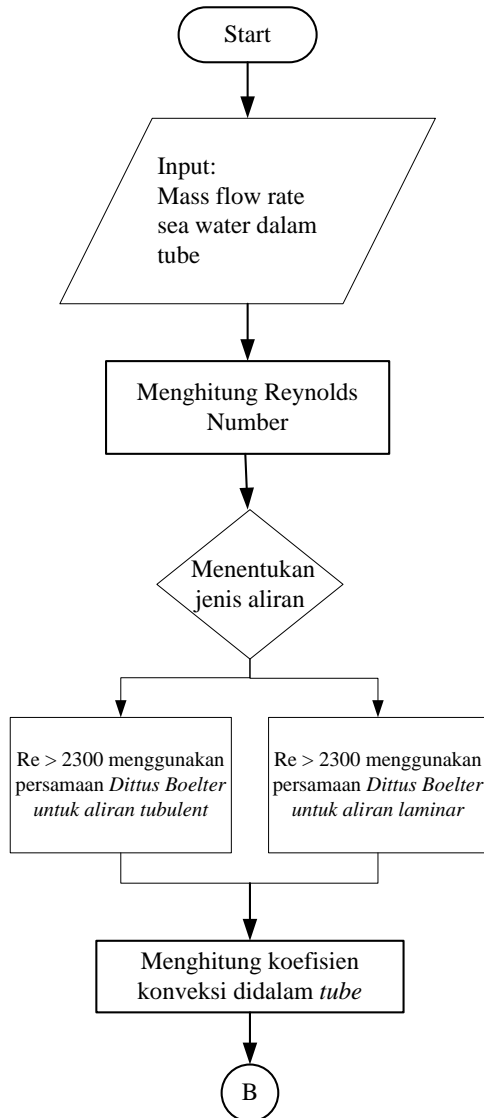


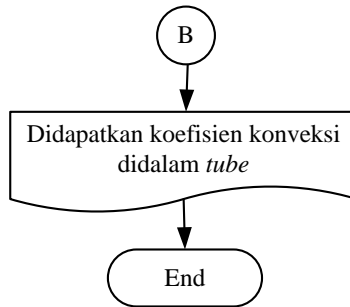
Gambar 3. 3 Flow chart ΔT_{LM}

3.5 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Tube

Koefisien perpindahan panas diperlukan dalam menghitung nilai laju perpindahan panas. Didalam *tube* tentunya juga terjadi perpindahan kalor antara *sea water* dan dinding pipa. Oleh sebab itu diperlukan mencari koefisien konveksi dalam *tube* terlebih dahulu. Sebelumnya diperlukan mencari harga reynold number. Dengan terlebih dahulu menghitung *mass flow rate* aliran di dalam *tube*.

3.5.1 Flow chart Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Tube





Gambar 3. 4 *Flow chart* Koefisien Konveksi pada Sisi Tube

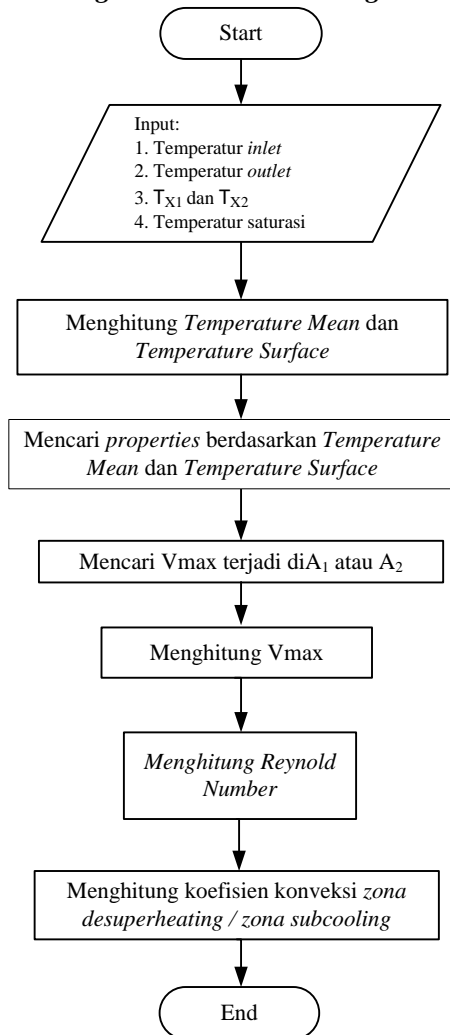
3.6 Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Shell

Bagian *shell* terbagi atas zona *desuperheating*, zona *condensing*, dan zona *subcooling*. Untuk mencari koefisien perpindahan panas di luar *tube* pada zona *condensing*, diperlukan nilai Jacob number dan latent *heat of vaporation*. Selain itu, pada zona *condensing* dimana terjadi proses kondensasi, diperlukan properties dari temperatur *film* di sisi *tube*. Dalam mencari hal-hal tersebut, maka diperlukan beberapa properties yang didapatkan dari data aktual kondensor

Tingkat kevakuman kondensor digunakan untuk mencari temperatur saturasi pada *shell*. Untuk menghitung temperatur *film*, harus diketahui temperatur surface. Sedangkan pada data operasi, *temperature surface* tidak diketahui, sehingga nilai *temperature surface* diasumsikan terlebih dahulu dan dilakukan pengecekan dengan metode iterasi.

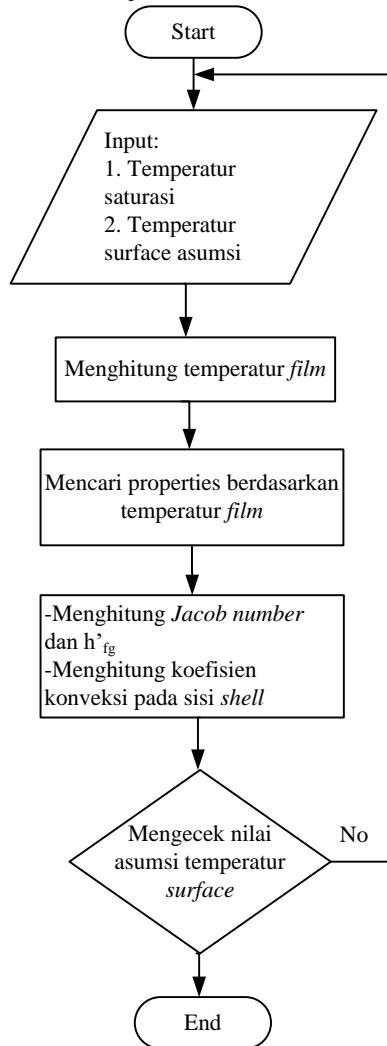
Sedangkan pada zona *desuperheating* dan zona *subcooling* diperlukan menghitung nilai V_{\max} yang dapat terjadi pada luasan A1 maupun A2 karena susunan *tube* merupakan jenis *staggred*.

3.6.1 Flow chart Koefisien Perpindahan Panas Zona Desuperheating dan Zona Subcooling



Gambar 3. 5 Flow chart Koefisien Perpindahan Panas Zona Desuperheating dan Zona Subcooling

3.6.2 Flow chart Koefisien Konveksi Zona Condensing



Gambar 3. 6 Flow chart Koefisien Perpindahan Panas pada Sisi Shell Zona Condensing

3.7 Laju Perpindahan Panas dan *Overall heat transfer Coefficient*

Dengan didapatkannya nilai koefisien perpindahan panas di sisi *tube* dan di sisi *shell*, dapat diketahui laju perpindahan panas dan *overall heat transfer coefficient* total pada kondensor. Sebelum menghitung *overall transfer coefficient* perlu diketahui bahwa kondensor memiliki kerak, sehingga perlu dicari berapa nilai dari *fouling factor*. Setelah itu mencari luas dari laju perpindahan panas kemudian didapatkanlah laju perpindahan panasnya.

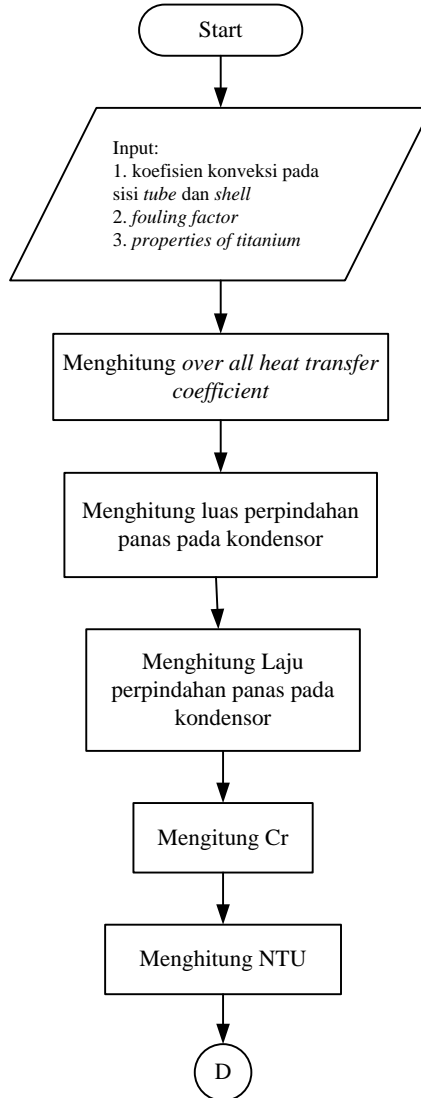
3.8 Efektifitas Kondensor

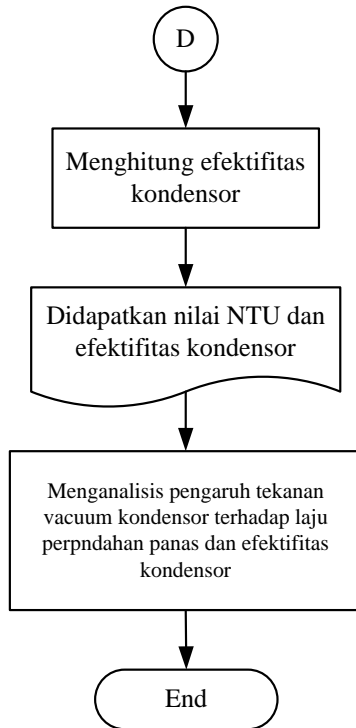
Untuk mendefinisikan unjuk kerja dari penukar kalor, terlebih dahulu harus diketahui laju perpindahan panas maksimum yang dimungkinkan oleh penukar kalor tersebut. Laju perpindahan panas maksimum dipengaruhi oleh *heat capacity* pada bagian *shell* dan *tube* (C_c dan C_h). Dengan mengetahui *heat capacity* maksimum dan minimum, maka dapat dipergunakan untuk mencari persamaan *Number of Transfer Unit* (NTU).

Nilai *efektifitas* suatu *heat exchanger* dapat diketahui sesuai dengan tipe *heat exchanger*nya. Dari tipe kondensor tersebut, dapat diketahui korelasi yang sesuai untuk mencari *efektifitas* kondensor.

Setelah didapatkan nilai dari laju perpindahan panas serta nilai *efektifitas* dari kondensor, dilakukan analisis mengenai pengaruh dari tekanan *vacuum condenser*. Analisis dilakukan dengan membuat grafik yang akan terlihat perbandingan nilai tekanan *vacuum condenser* terhadap laju perpindahan panas dan *efektifitas* kondensor. Grafik didapat dari lima titik perhitungan laju perpindahan panas dan *efektifitas* kondensor dari lima nilai tekanan *vacuum condenser* yang berbeda beda selama tahun 2017.

3.8.1 Flow chart Perhitungan dan Analisis Overall heat transfer Coefficient Total, Laju Perpindahan Panas dan Efektifitas Kondensor





Gambar 3. 7 *Flow chart* Perhitungan dan Analisis Laju Perpindahan Panas dan *Overall Heat Transfer Coefficient Total* dan Efektifitas Kondensor

BAB IV ANALISIS DAN PERHITUNGAN

Dalam bab ini akan membahas mengenai langkah-langkah perhitungan laju perpindahan panas dan efektifitas. Perhitungan dilakukan berdasarkan data aktual, berupa data spesifikasi maupun data operasi kondensor blok IV. Data didapatkan dari Rendal OP PLTU PT. PJB UP Gresik yang merupakan data tahun 2017.

4.1 Data Spesifikasi dan Data Aktual Kondensor Blok IV

Tabel 4. 1 *Mechanic Spesification*

<i>Design Spesification</i>	
<i>Type</i>	<i>Two passes, reverse flow, divided water box, horizontal surface type</i>
<i>Tube material</i>	<i>Titanium</i>
<i>Total Number of Tube (N)</i>	15136
<i>Outside Diameter (Do)</i>	25 mm
<i>Thickness</i>	1,25 mm
<i>Effective Length (L)</i>	11797 mm
<i>Overall Width</i>	6750 mm
<i>Height with Neck</i>	10432 mm
<i>Neck Width</i>	6372 mm
<i>Neck Length</i>	5198 mm
<i>Cooling Water</i>	
<i>Cooling Water Source</i>	<i>Sea water</i>
<i>Flow rate ($Q_{cooling}$)</i>	21660 m ³ /h
<i>Velocity in tube (V)</i>	2m/s

Tabel 4. 2 Data Operasi Aktual Kondensor

<i>Actual Data</i>	
<i>Condenser Vacuum</i>	702.05 mmHg
<i>Sea water inlet temperature (T_{c_i})</i>	29.48 °C

<i>Sea water outlet temperature (T_{co})</i>	38.82 °C
<i>Steam inlet temperature (Th_i)</i>	41.99 °C
<i>Steam outlet temperature (Th_o)</i>	40.38 °C

4.2 Perhitungan *Mass Flow Rate Sea water dan Steam*

Dalam menghitung *mass flow rate* hal yang berpengaruh adalah temperatur. Dari temperature akan didapatkan beberapa *properties* untuk menghitung *mass flow rate*.

a. Perhitungan *mass flow rate sea water*

Untuk mencari *properties sea water* diperlukan rata - rata temperatur *sea water inlet* dan *outlet*, seperti berikut :

$$\begin{aligned}
 T_{\text{mean}} &= \frac{T_{\text{ci}} + T_{\text{co}}}{2} \\
 &= \frac{29.48^{\circ}\text{C} + 38.82^{\circ}\text{C}}{2} \\
 &= 34.15^{\circ}\text{C} \\
 &= 307.15 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Kemudian, mencari *properties* dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition* by Frank P. Incropera – David P. Dewwit, didapat *properties* sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 v_f &= 1.006 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\
 \rho_f &= \frac{1}{v_f} \\
 &= \frac{1}{1,006 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\
 &= 994.173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 c_{p,f} &= 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}}
 \end{aligned}$$

$$\mu_f = 737.148 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$$

$$k_f = 623.443 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}$$

$$\text{Pr}_f = 4.950$$

$$h_o = 143.135 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dari data spesifikasi diketahui bahwa debit air pendingin sebesar 46.070 m³/h. Pada saat beroperasi debit air tidak akan mencapai batas maksimum, maka diperlukan untuk mencari debit air aktual.

$$\begin{aligned} Q_{actual} &= V \times A \\ &= \frac{V \times \frac{1}{4} \times \pi \times d_i^2 \times N_{tube}}{2} \\ &= \frac{2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{4} \times \pi \times (0.0225\text{m})^2 \times 15136}{2} \\ &= 6.702 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \end{aligned}$$

Setelah mendapatkan *properties* dan debit air pendingin maka didapatkan *mass flow rate sea water*, sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \rho \times V \times A \\ &= \rho_f \times Q \\ &= 994.173 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 6.702 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \\ &= 6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Mass flow rate sea water setiap *tube*, adalah :

$$\frac{\dot{m}_c}{N_{total}} = \frac{6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{15136}$$

$$=0.440 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

b. Perhitungan *mass flow rate steam*

Dari data aktual kondensor, diketahui *condensor vacuum* adalah 702.05 mmHg yang merupakan tekanan gage, maka :

$$\begin{aligned} P_{\text{abs}} &= P_{\text{atm}} - P_{\text{gage}} \\ &= 760 \text{ mmHg} - 702.46 \text{ mmHg} \\ &= 57.954 \text{ mmHg} \\ &= 0.0773 \text{ bar} \end{aligned}$$

Dengan tekanan sebesar 0.07467 bar dari tabel A-3 *Properties of Saturated Water (liquid-Vapor): Pressure table* didapatkan data sebagai berikut:

$$T_{\text{sat}} = 40.78^\circ\text{C}$$

Didapatkan *properties* dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water*, dari *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 7th edition by Frank P. Incropera – David P. Dewitt*, sebagai berikut :

$$\begin{aligned} h_f &= 170.834 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\ h_g &= 2575.686 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

Kemudian, menggunakan metode ekstrapolasi dengan mengetahui $T_{\text{hi}} = 314.99\text{K}$, maka:

$$h_i = 2577.834 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Dengan menggunakan prinsip *energi balance* maka didapatkan persamaan kesetimbangan energi adalah sebagai berikut:

$$q_{\text{desup}} + q_{\text{condensing}} + q_{\text{subcooling}} = \dot{m}_c c_c (T_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$\left[\begin{array}{l} (\dot{m}_h(h_i - h_g)) + (\dot{m}_h(h_g - h_f)) + \\ (\dot{m}_h(h_f - h_o)) \end{array} \right] = \dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})$$

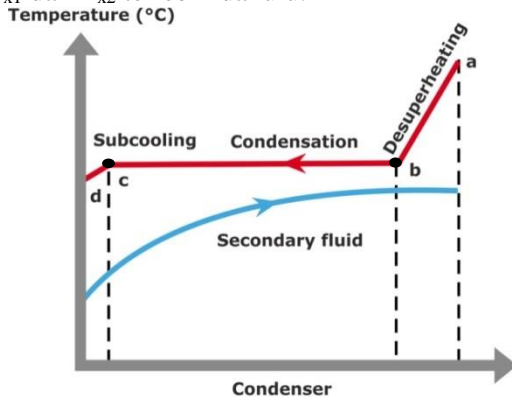
$$\left[\begin{array}{l} \dot{m}_h(2577.834 - 2575.686) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \\ \dot{m}_h(2575.686 - 170.834) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + \\ \dot{m}_h(170.834 - 143.135) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \end{array} \right] = \left[\begin{array}{l} 6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \\ \times (311.82 - 301.92)\text{K} \end{array} \right]$$

$$\dot{m}_h = 106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Sehingga laju aliran massa *steam* yang masuk ke dalam kondensor adalah $106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

4.3 Analisis Perpindahan Panas Kondensor

Untuk mendapatkan ΔT_{LM} pada setiap zona diperlukan untuk mengetahui T_{x1} dan T_{x2} terlebih dahulu.



Gambar 4. 1 Grafik Distribusi Temperatur
(reference 11)

Nilai T_{x1} (titik c):

$$q_{\text{subcool}} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1} - T_{ci})$$

$$\begin{aligned}\dot{m}_h(h_f-h_o) &= \dot{m}_c c_{pc} (T_{x1}-T_{ci}) \\ 106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (170.834 - 143.135) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} &= 6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \\ &\times (T_{x1}-301.92)\text{K} \\ T_{x1} &= 302.587 \text{ K}\end{aligned}$$

Nilai T_{x2} (Titik d):

$$\begin{aligned}q_{\text{desup}} &= \dot{m}_c c_{pc} (T_{co}-T_{x2}) \\ \dot{m}_h(h_i-h_g) &= \dot{m}_c c_{pc} (T_{co}-T_{x2}) \\ 106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (2577.834-2575.686) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} &= 6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4,178 \frac{\text{KJ}}{\text{KgK}} \\ &\times (311.82-301.92)\text{K} \\ T_{x2} &= 311.816 \text{ K}\end{aligned}$$

4.3.1 Perhitungan Menggunakan Metode LMTD (*Long Mean Temperature Different*)

a. ΔT_{LM} zona *desuperheating*

$$\begin{aligned}\Delta T_{LM, \text{desup}} &= \frac{(T_{hi}-T_{co})-(T_{\text{sat}}-T_{x2})}{\ln \frac{(T_{hi}-T_{co})}{(T_{\text{sat}}-T_{x2})}} \\ &= \frac{(314.99-311.82)\text{K}-(313.78-311.816)\text{K}}{\ln \frac{(314.99-311.82)\text{K}}{(314.14-311.816)\text{K}}} \\ &= 2.51 \text{ K}\end{aligned}$$

b. ΔT_{LM} zona *condensing*

$$\begin{aligned}\Delta T_{LM, \text{cond}} &= \frac{(T_{\text{sat}}-T_{x2})-(T_{\text{sat}}-T_{x1})}{\ln \frac{(T_{\text{sat}}-T_{x2})}{(T_{\text{sat}}-T_{x1})}} \\ &= \frac{(313.78-311.816)\text{K}-(313.78-302.82) \text{K}}{\ln \frac{(313.78-311.816)\text{K}}{(313.78-302.82) \text{K}}}\end{aligned}$$

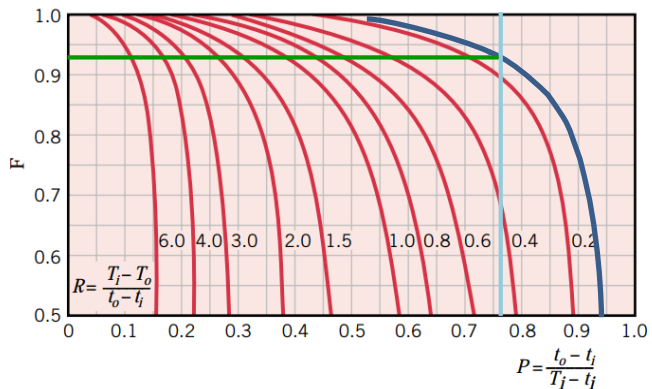
$$=5.30\text{K}$$

c. ΔT_{LM} zona subcooling

$$\begin{aligned}\Delta T_{LM, \text{subcool}} &= \frac{(T_{\text{sat}} - T_{x1}) - (T_{\text{ho}} - T_{\text{ci}})}{\ln \frac{(T_{\text{sat}} - T_{x1})}{(T_{\text{ho}} - T_{\text{ci}})}} \\ &= \frac{(313.78 - 302.587) \text{K} - (313.38 - 301.92) \text{K}}{\ln \frac{(313.78 - 302.587) \text{K}}{(313.38 - 301.92) \text{K}}} \\ &= 11.04 \text{ K}\end{aligned}$$

Faktor Koreksi

$$\begin{aligned}R &= \frac{T_{\text{hi}} - T_{\text{ho}}}{T_{\text{co}} - T_{\text{ci}}} \\ &= 0.17 \\ P &= \frac{T_{\text{ci}} - T_{\text{co}}}{T_{\text{hi}} - T_{\text{ci}}} \\ &= 0.75\end{aligned}$$



Gambar 4. 2 Faktor Koreksi LMTD untuk HX Tipe *Shell and tube One Shell and Any Multiple of Two Tube Passes* (reference 7, page W-37)

Didapatkan factor koreksi (F) sebesar 0.94

Sehingga :

$$\Delta T_{LM,desup}=2.36 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,cond}=4.98 \text{ K}$$

$$\Delta T_{LM,subcool}=10.38 \text{ K}$$

4.3.2 Koefisien Konveksi di sisi Tube

Dalam menghitung koefisien konveksi dialam *tube* dipelukan nilai *Reynolds Number* (Re)

$$\begin{aligned} Re &= \frac{4 \times \dot{m}_c}{\pi \times D_i \times \mu_f} \\ &= \frac{4 \times 0.44 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \times 0.0225 \text{ m} \times 737.148 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\ &= 33810.544 \end{aligned}$$

Dengan *reynold number* (Re_D) sebesar 33810.544, maka termasuk aliran turbulen, sehingga menggunakan korelasi *nusselt number* (Nu_D)

Dengan perumusan sebagai berikut,

$$\begin{aligned} Nu_d &= 0.023 Re_d^{4/5} Pr^n \\ &= 0.023 \times 33810.544^{4/5} \times 4.950^{0.37} \\ &= 174.576 \end{aligned}$$

Maka :

$$\begin{aligned} h_i &= \frac{Nu_D \times k_f}{D_i} \\ &= \frac{174.576 \times 62.994 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.0225 \text{ m}} \\ &= 4837.259 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

4.3.3 Koefisien Konveksi di sisi Shell

a. Zona Desuperheating

$$\begin{aligned}
 T_{\text{mean,desup}} &= \frac{T_{\text{hi}} + T_{\text{sat}}}{2} \\
 &= \frac{(314.99 + 313.78) \text{K}}{2} \\
 &= 314.38 \text{K}
 \end{aligned}$$

Dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* pada temperatur *mean* didapatkan *properties* sebagai berikut:

$$v_g = 18.452 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\rho_g = 0.054 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\mu_g = 9.665 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

$$\text{Pr}_g = 0.882$$

$$k_g = 20.663 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

➤ Menghitung nilai T_{surface}

$$\begin{aligned}
 T_{\text{s,desup}} &= \frac{T_{\text{hi}} + T_{\text{x2}}}{2} \\
 &= \frac{(314.99 + 311.816) \text{K}}{2} \\
 &= 313.401 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Dengan T_{surface} sebesar 313.401 K, maka didapatkan nilai Pr_s sebagai berikut :

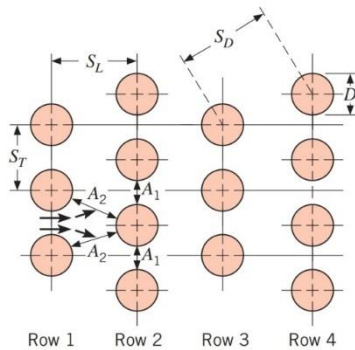
$$\text{Pr}_s = 0.880$$

Untuk menghitung koefisien konveksi di zona *desuperheating*, pertama ditentukan kecepatannya.

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{desup}} A_{\text{crossflow}}} \\
 &= \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{desup}} \times (L_{\text{neck}} \times W_{\text{neck}})}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{105.852 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0.054 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (6.372 \text{ m} \times 5.198 \text{ m})} \\
 &= 6.75 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

Pada susunan *tube staggered*, kecepatan maksimal dapat terjadi di daerah A1 ataupun A2.



Gambar 4. 3 Susunan *Tube Staggered*

Diketahui :

$$S_T = 31.75 \text{ mm}$$

Dengan rumus pitagoras didapatkan $S_L = 27.50 \text{ mm}$

V_{\max} terjadi di A2 jika:

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{S_T + D}{2}$$

$$S_D = \left[27.50^2 + \left(\frac{31.75}{2} \right)^2 \right]^{1/2} < \frac{31.75 + 25}{2}$$

$$31.75 < 28.37 \text{ (tidak memenuhi syarat)}$$

Maka, V_{\max} terjadi di A1 :

$$\begin{aligned}
 V_{\max} &= \frac{S_T}{S_T - D} \times V \\
 &= \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 6.75 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\
 &= 279.944 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

➤ Reynold Number

$$\begin{aligned}
 Re_{D_{\max, \text{desup}}} &= \frac{\rho_{\text{desup}} V_{\max} d_o}{\mu_{\text{desup}}} \\
 &= \frac{0.055 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 279.944 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.025 \text{ m}}{9.665 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\
 &= 39243.067
 \end{aligned}$$

➤ Nusselt Number

Table 4. 3 Constants for the tube bank in cross flow

Configuration	$Re_{D, \max}$	C_1	m
Aligned	$10-10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10-10^2$	0.90	0.40
Aligned	10^2-10^3	Approximate as a single (isolated) cylinder	
Staggered	10^2-10^3		
Aligned ($S_T/S_L > 0.7$) ^a	$10^3-2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ($S_T/S_L < 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	$0.35(S_T/S_L)^{1/4}$	0.60
Staggered ($S_T/S_L > 2$)	$10^3-2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5-2 \times 10^6$	0.022	0.84

^aFor $S_T/S_L < 0.7$, heat transfer is inefficient and aligned tubes should not be used.

$$\frac{ST}{SL} = \frac{31.75 \text{ mm}}{27.5 \text{ mm}} = 31.15$$

Maka Nilai $m = 0,6$ dan $C = 0,4$

$$Nu_{D, \text{desup}} = C Re_{D, \max \text{ desup}}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4}$$

$$\begin{aligned}
 &= 0,4 \times 39243.067^{0,6} \times 0.882^{0,36} \times \left(\frac{0.882}{0.880} \right)^{1/4} \\
 &= 196.51
 \end{aligned}$$

➤ Koefisien konveksi *desuperheating*

$$\begin{aligned}
 h_{o_{\text{desup}}} &= \frac{\text{Nu}_{D, \text{desup}} k_{\text{desup}}}{d_o} \\
 &= \frac{196.51 \times 20.674 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.025 \text{m}} \\
 &= 162.42 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}
 \end{aligned}$$

b. Zona Condensing

Mencari *properties* pada temperatur saturasi didapatkan *properties* dari tabel A.6 Thermophysical *properties of saturated water* didapat *properties* sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 T_{\text{sat}} &= 313.78 \text{ K} \\
 v_g &= 18.922 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \\
 \rho_g &= 0.052 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\
 h_{fg} &= 2404.932 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \\
 T_m &= \frac{T_{x1} + T_{x2}}{2} \\
 &= \frac{(302.587 + 311.816) \text{K}}{2} = 307.20 \text{ K}
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan Temperatur *Surface* (T_s)

Untuk mengetahui temperatur film kondensor terlebih dahulu mengetahui temperatur *surface*. Karena temperatur *surface* tidak diketahui maka perlu

diasumsikan. Maka digunakan T_s asumsi sebesar $T_s = 310.59 \text{ K}$, sehingga didapatkan :

$$\begin{aligned} T_f &= \frac{T_s + T_{\text{sat}}}{2} \\ &= \frac{(310.59 + 313.78) \text{ K}}{2} \\ &= 312.18 \text{ K} \end{aligned}$$

Pada temperatur film *tube* sebesar 311.22 K didapatkan *properties* dari tabel A.6 *Thermophysical properties of saturated water* sebagaiberikut :

$$v_f = 1.008 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$\begin{aligned} \rho_f &= \frac{1}{v_f} \\ &= \frac{1}{1.008 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} \\ &= 992.178 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \end{aligned}$$

$$c_{p,f} = 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$$

$$\mu_f = 667.042 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}$$

$$k_f = 630.621 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}$$

➤ Perhitungan Jacob Number

$$\begin{aligned} Ja &= \frac{c_{pf} \times (T_{\text{sat}} - T_s)}{h_{fg}} \\ &= \frac{4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \times (313.78 - 310.59) \text{ K}}{2404.932 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} \\ &= 0.005 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan h'_{fg}

$$\begin{aligned}
 h'_{fg} &= (1 + 0,68Ja) \\
 &= 2404.9323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \times (1 + 0.68 \times 0.005) \\
 &= 2413.99 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}
 \end{aligned}$$

➤ Perhitungan koefisien konveksi zona *condensing*

Untuk mendapatkan nilai koefisien konveksi aliran di luar *tube* (h_o), *nusselt number* harus dihitung terlebih dahulu.

$$\begin{aligned}
 \overline{Nu}_D &= 0,729 \left(\frac{g \times \rho_l \times (\rho_l - \rho_v) \times D_o^3 \times h'_{fg}}{k_l \times \mu_l \times (T_{sat} - T_s)} \right)^{1/4} \\
 &= 0,729 \left(\frac{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 992.193 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (992.178 - 0.052)}{630.621 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}} \times 667.042 \times 10^{-6} \frac{\text{N.s}}{\text{m}^2} \times \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (0,025\text{m})^3 \times 241399 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \times (313.78 - 310.30)\text{K}} \right)^{1/4} \\
 &= 526.267
 \end{aligned}$$

Maka akan didapatkan koefisien konveksi pada bagian *shell* yaitu :

$$\begin{aligned}
 \bar{h}_o &= \frac{\overline{Nu}_D \times k_l}{D_o} \\
 &= \frac{526.267 \times 630.621 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{m.K}}}{0.025\text{m}} \\
 &= 13275.012 \frac{\text{W}}{\text{m}^2.\text{K}}
 \end{aligned}$$

Dengan mengetahui jumlah *tube* secara horizontal ke bawah, maka nilai NL diketahui yaitu 153 buah, maka

$$h_o N = h_o \times N_l^n$$

$$= 13275.012 \frac{W}{m^2 \cdot K} \times 153^{\frac{1}{6}}$$

$$= 5740.102 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

➤ Pengecekan asumsi temperatur *surface*

Pengecekan dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$T_s = T_{\text{mean}} + \frac{h_o D_i}{h_o D_i + h_i D_o} (T_{\text{sat}} - T_{\text{mean}})$$

$$= 306.92 + \left(\frac{5740.102 \frac{W}{m^2 \cdot K} (0.0225m)^2}{\left(5740.102 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) + \left(4824.192 \frac{W}{m^2 \cdot K} \right) \times (0.025m)^2} \right) \times (313.78 - 306.92)K$$

$$= 310.595 \text{ K}$$

Asumsi T_s awal yaitu 310.59 K didapatkan dari beberapa kali percobaan menggunakan iterasi, sehingga mendapatkan error sebesar 1.63×10^{-5} , maka asumsi mendekati benar.

c. *Zona Subcooling*

Sebelum menghitung di zona *subcooling* terlebih dahulu ditentukan *properties* fluida dengan $T_{\text{mean,subcool}}$ sebagai berikut:

$$T_{\text{mean,subcool}} = \frac{T_{x1} + T_{ci}}{2}$$

$$= \frac{(302.587 + 301.92)K}{2}$$

$$= 302.53 \text{ K}$$

Sehingga didapatkan *properties* dari tabel A6. *Thermophysical properties of saturated water* sebagai berikut:

$$v_f = 1,004 \times 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

$$\begin{aligned}\rho_f &= 996.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \\ \mu_f &= 732.495 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2} \\ k_f &= 623.946 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}} \\ \text{Pr}_f &= 5.581\end{aligned}$$

➤ Menghitung nilai T_{surface}

$$\begin{aligned}T_{\text{s,subcool}} &= \frac{T_{\text{ho}} + T_{\text{ci}}}{2} \\ &= \frac{313.38 \text{ K} + 302.48 \text{ K}}{2} \\ &= 307.93 \text{ K}\end{aligned}$$

Dengan T_{surface} , maka didapatkan nilai Pr_s sebagai berikut :

$$\text{Pr}_s = 4.860$$

➤ Untuk mencari laju perpindahan panas di zona *subcooling*, pertama ditentukan kecepatannya.

$$\begin{aligned}V &= \frac{\dot{m}_h}{\rho_{\text{subcool}} A_{\text{crossflow}}} \\ &= \frac{106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{996.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times (6.372 \text{ m} \times 5.198 \text{ m})} \\ &= 0.003 \frac{\text{m}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Seperti yang sudah dibuktikan pada zona *desuperheating* jika V_{max} terjadi di A_1 maka,

$$\begin{aligned}V_{\text{max}} &= \frac{S_T}{S_T - D} \times V \\ &= \frac{31.75}{31.75 - 25} \times 0.003 \frac{\text{m}}{\text{s}}\end{aligned}$$

$$=0.016 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

➤ Reynold Number

$$\begin{aligned} \text{Re}_{D_{\text{max,subcool}}} &= \frac{\rho_{\text{subcool}} V_{\text{max}} d_o}{\mu_{\text{subcool}}} \\ &= \frac{996.003 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.016 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.025 \text{m}}{732.495 \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}} \\ &= 517.812 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Nu}_D &= 0.3 + \frac{0.62 \text{Re}_D^{\frac{1}{2}} \text{Pr}^{\frac{1}{3}}}{[1 + (\frac{0.4}{\text{Pr}})^{\frac{2}{3}}]^{\frac{1}{4}}} \\ &= 0.3 + \frac{0.62 \times 517.812^{\frac{1}{2}} \times 5.511^{\frac{1}{3}}}{[1 + (\frac{0.4}{5.511})^{\frac{2}{3}}]^{\frac{1}{4}}} \\ &= 24.613 \end{aligned}$$

➤ Koefisien konveksi zona subcooling

$$\begin{aligned} h_{o,\text{sub}} &= \frac{\text{Nu}_D \times k_f}{D_i} \\ &= \frac{24.645 \times 632.380 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{mK}}}{0.0225 \text{ m}} \\ &= 614.290 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \end{aligned}$$

4.3.4 Perhitungan Overall Heat Transfer

Untuk menghitung U (koefisien perpindahan panas keseluruhan), data yang diperlukan didapat dari 7th edition *Fundamentals of Heat and Mass Transfer by Frank P. Incropera – David P. Dewwit* yaitu :

- Tabel A.1 *Thermophysical Properties of Selected Methalic Solid* (lampiran 1) dengan bahan *Titanium* untuk temperatur 307.15 K didapat harga $k = 510.95 \frac{W}{m.K}$
- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table* didapat $R''_{f,o} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*non oil bearings*)
- Tabel 11.1 *Representative fouling factors table*, didapat $R''_{f,i} = 0.0001 \frac{m^2.K}{W}$ (*sea water and treated boiler feed water below 50 °C*). Jadi,

$$\begin{aligned}
 U_{desup} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + R''_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\left(\frac{1}{162.42 \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.075 \frac{W}{m.K}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} \right)} \\
 &\quad + \frac{0.0125 m}{0.01125 m} \times \frac{1}{4824.192 \frac{W}{m^2.K}} \\
 &= 156.779 \frac{W}{m^2.K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{cond} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R''_{f,o} + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + R''_{f,i} + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\left(\frac{1}{13275.012 \frac{W}{m^2.K}} + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} + \frac{0.0125 m}{511.075 \frac{W}{m.K}} \ln \left(\frac{0.0125 m}{0.01125 m} \right) + 0.0001 \frac{m^2.K}{W} \right)} \\
 &\quad + \frac{0.0125 m}{0.01125 m} \times \frac{1}{4824.192 \frac{W}{m^2.K}} \\
 &= 1970.036 \frac{W}{m^2.K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{\text{subcool}} &= \frac{1}{\frac{1}{h_o} + R_{f,o}'' + \frac{r_o}{k} \ln \left(\frac{r_o}{r_i} \right) + R_{f,i}'' + \left(\frac{r_o}{r_i} \right) \frac{1}{h_i}} \\
 &= \frac{1}{\left(\frac{1}{639.88 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} + 0.0001 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} + \frac{0.0125 \text{ m}}{511.075 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} \ln \left(\frac{0.0125 \text{ m}}{0.01125 \text{ m}} \right) + 0.0001 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)} \\
 &\quad + \frac{0.0125 \text{ m}}{0.01125 \text{ m}} \times \frac{1}{4824.192 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}} \\
 &= 485.396 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 U_{\text{tot}} &= U_{\text{desuperheating}} + U_{\text{condensing}} + U_{\text{subcooling}} \\
 &= (151.7613 + 1962.716 + 485.396) \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \\
 &= 2620.573 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}
 \end{aligned}$$

4.3.5 Perhitungan Laju Perpindahan Panas Total

- Luas Perpindahan Panas

Sebelum menghitung luas perpindahan panas setiap zona diperlukan mevari luas perpindahan panas aktual terlebih dahulu.

$$\begin{aligned}
 A &= \pi \times d_o \times L_{\text{tube}} \times W_{\text{overall}} \\
 &= \pi \times 0.025 \times 8.909 \text{ m} \times 6.75 \text{ m} \\
 &= 10585.460 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dalam mencari luas perpindahan setiap zona diperlukan persentasi luasan perpindahan panas setiap zona, yaitu dengan menggunakan perbandingan *enthalpy* :

$$\begin{aligned}
 \% \text{desup} &= \frac{h_i - h_g}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\% \\
 &= \frac{(2577.834 - 2575.686)}{(2577.834 - 2575.686) + (2575.686 - 170.834) + (170.834 - 143.135)} \\
 &= 0.09\%
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\% \text{cond} &= \frac{(h_g - h_f)}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\% \\ &= \frac{(2575.686 - 170.834)}{(2577.834 - 2575.686) + (2575.686 - 170.834) + (170.834 - 143.135)} \\ &= 98.77\%\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\% \text{subcool} &= \frac{h_f - h_o}{(h_i - h_g) + (h_g - h_f) + (h_f - h_o)} \times 100\% \\ &= \frac{(170.834 - 143.135)}{(2577.834 - 2575.686) + (2575.686 - 170.834) + (170.834 - 143.135)} \\ &= 1.14\%\end{aligned}$$

Maka luas perpindahan panas setiap zona :

$$\begin{aligned}A_{\text{desup}} &= \% \text{desup} \times A \\ &= 0.09\% \times 10585.460 \text{ m}^2 \\ &= 9.342 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_{\text{cond}} &= \% \text{cond} \times A \\ &= 98.77\% \times 10585.460 \text{ m}^2 \\ &= 10449.225 \text{ m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}A_{\text{subcool}} &= \% \text{subcool} \times A \\ &= 1.14\% \times 10585.460 \text{ m}^2 \\ &= 120.362 \text{ m}^2\end{aligned}$$

▪ Laju Perpindahan Panas

$$\begin{aligned}q_{\text{desup}} &= U_{\text{desup}} A_{\text{desup}} \Delta T_{\text{LM,desup}} \\ &= 151.761 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \times 9.342 \text{ m}^2 \times 2. \text{K} \\ &= 3351.256 \text{ Watt}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{\text{cond}} &= U_{\text{cond}} A_{\text{cond}} \Delta T_{\text{LM,cond}} \\
 &= 1962.716 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 10445.755 \text{m}^2 \times 5.31 \text{K} \\
 &= 102648237.6 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{\text{subcool}} &= U_{\text{subcool}} A_{\text{subcool}} \Delta T_{\text{LM,subcool}} \\
 &= 501.078 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 120.362 \text{m}^2 \times 10.97 \text{K} \\
 &= 606512.216 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 q_{\text{tot}} &= q_{\text{desuperheating}} + q_{\text{condensing}} + q_{\text{subcooling}} \\
 &= (3351.256 + 102648237.6 + 606512.216) \text{ Watt} \\
 &= 103258101.1 \text{ Watt} \\
 &= 103,258101.1 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Efektifitas Kondensor

4.4.1 Perhitungan Heat Capacity

Sebelum mencari efektifitas dari kondensor, harus diketahui terlebih dahulu heat capacity cold (Cc) dan hot (Ch), yaitu:

Kapasitas panas pada sisi *tube* :

$$\begin{aligned}
 C_c &= \dot{m}_c \times C_{p,f} \\
 &= 6663.004 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4.178 \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\
 &= 27828.032 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} (\text{Cmax})
 \end{aligned}$$

Kapasitas panas di sisi *shell* :

$$\begin{aligned}
 C_h &= \dot{m}_h \times (C_{p,s} + C_{p,g} + C_{p,f}) \\
 &= 106.834 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (4.178 + 1.887 + 4.178) \frac{\text{kJ}}{\text{kg.K}} \\
 &= 1094.300 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}} (\text{Cmin})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_r &= \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \\
&= \frac{1094.300 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}}{27828.032 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\
&= 0.040
\end{aligned}$$

4.4.2 Perhitungan *Effectiveness* – NTU

$$\begin{aligned}
NTU &= \frac{UA}{C_{\min}} \\
&= \frac{2615.974 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 10585.460 \text{ m}^2}{1159.72 \frac{\text{kJ}}{\text{s.K}}} \\
&= 23.92
\end{aligned}$$

Karena pada spesifikasi disebutkan bahwa kondensor bertipe *shell and tube*, maka dari persamaan didapatkan :

$$\begin{aligned}
\varepsilon &= 2 \left\{ \frac{1 + \exp \left[-(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 + C_r (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 - \exp \left[-(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-(NTU)_1 (1 + C_r^2)^{\frac{1}{2}} \right]}} \right\}^{-1} \\
&= 2 \left\{ \frac{1 + \exp \left[-(23.92)_1 (1 + 0.040^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 + 0.040 (1 + 0.040^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 - \exp \left[-(23.92)_1 (1 + 0.040^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-(23.92)_1 (1 + 0.040^2)^{\frac{1}{2}} \right]}} \right\}^{-1} \\
&= 0.9803 \\
&= 98.03\%
\end{aligned}$$

4.5 Analisis Pengaruh Tekanan *Vacuum Condensor* Terhadap Laju Perpindahan Panas dan Efektifitas

Dengan cara yang sama digunakan untuk menghitung data aktual perbulan yang diambil selama tahun 2017. Didapatkan lima sample perhitungan untuk membandingkan pengaruh

tekanan *vacuum condenser* dengan laju perpindahan panas dan performa. Berikut datanya dari lima sample :

Tabel 4. 4 Data sample perhitungan

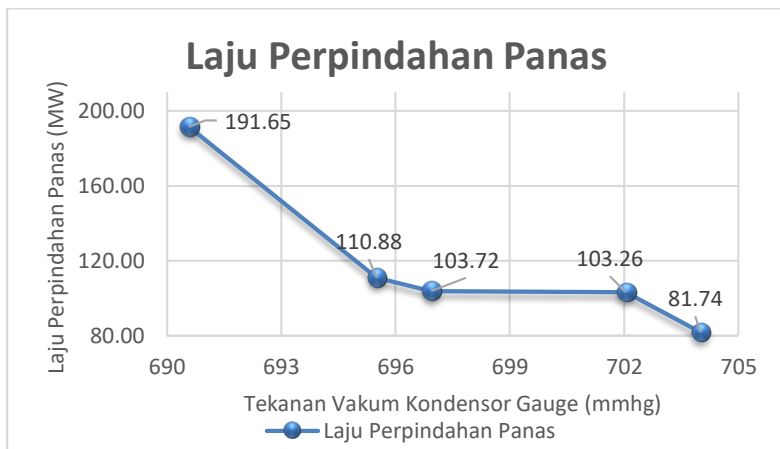
No	Tekanan Vaacum (mmhg)	Thi(°C)	Tho(°C)	Tci(°C)	Tco(°C)
1	690.580	45.57	43.52	30.99	41.70
2	695.509	43.15	41.57	30.36	40.43
3	696.938	42.85	41.33	30.24	40.21
4	702.046	41.99	40.38	29.48	38.82
5	704.015	41.61	39.69	29.38	38.70

Data pertama didapatkan dengan cara merata-rata masing-masing 322 data tekanan vakum, Thi, Tho, Tci dan Tco selama satu bulan pada bulan oktober. Sama seperti data pertama, data kedua merupakan rata-rata dari data bulan mei dari masing-masing 340 data tekanan vakum, Thi, Tho, Tci, dan Tco. Data ketiga merupakan rata-rata dari masing-masing 276 tekanan vakum, Thi, Tho, Tci dan Tco. Untuk data keempat yang digunakan pada contoh perhitungan merupakan data bulan Juni dari rata-rata masing-masing 346 data tekanan vakum, Thi, Tho, Tci dan Tco. Dan data kelima merupakan data dari bulan agustus, dimana merupakan rata-rata dari masing-masing 324 data tekanan vakum, Thi, Tho, Tci dan Tco. Setelah dilakukan perhitungan terhadap lima sample tersebut didapatkan hasil seperti pada table data hasil perhitungan berikut :

Tabel 4. 5 Data hasil perhitungan

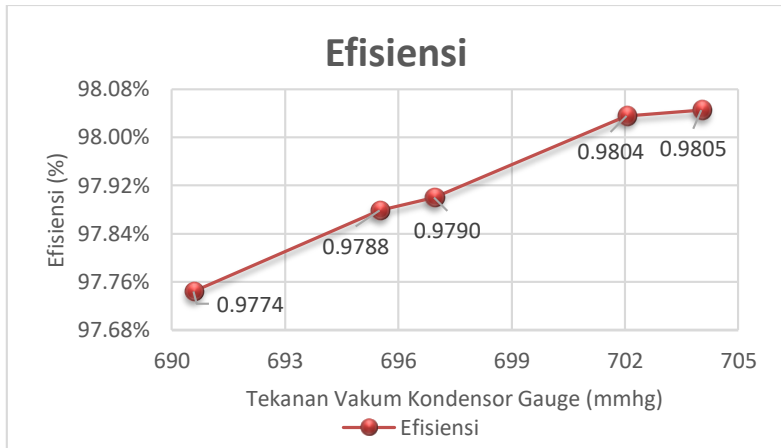
Tekanan Vaacum (mmhg)	Laju Perpindahan Panas (MW)	Effectiveness (%)
690.580	191.65	0.9774
695.509	110.88	0.9788
696.938	103.72	0.9790
702.046	103.26	0.9792
704.015	81.74	0.9784

Dari data tersebut dapat dibuat grafik perbandingan antara tekanan *vacuum condenser* dengan laju perpindahan panas dan performa sebagai berikut.



Gambar 4. 4 Grafik Perbandingan Tekanan *Vacuum condenser* dan Laju Perpindahan Panas

Berdasarkan grafik tersebut dapat ditarik kesimpulan bahwa semakin rendah nilai tekanan *vacuum condenser gauge* maka semakin tinggi nilai laju perpindahan panasnya.



Gambar 4. 5 Grafik Perbandingan Tekanan Vacuum dan *Effectiveness*

Sedangkan dari grafik perbandingan tekanan *vacuum condenser* dan *effectiveness* (performa) dapat ditarik kesimpulan bahwa semakin tinggi nilai tekanan *vacuum condenser gauge* maka semakin tinggi *effectiveness*-nya.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

PENUTUP

Dalam bab ini akan dijelaskan mengenai kesimpulan yang dapat diambil dari hasil perhitungan dan analisis serta saran yang dapat diberikan dari tugas akhir ini.

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan yang telah dilakukan dapat diambil kesimpulan seperti berikut.

1. Semakin tinggi tingkat kevakuman (gauge) semakin rendah laju perpindahan panasnya.
2. Semakin tinggi tingkat kevakuman (gauge) semakin tinggi nilai efektifitasnya.
3. Dari hasil perhitungan pada lima titik kevakuman, didapatkan nilai efektifitas paling tinggi yaitu pada tekanan 704.015 mmhg, sedangkan pada tekanan vakum gauge 704 mmhg memiliki nilai efektifitas tidak jauh dibawah nilai efektifitas pada tekanan vakum 704.015 mmhg.
4. Dari perhitungan lima titik tersebut didapatkan nilai efektifitas kondensor yang optimum terletak pada tekanan vakum gauge 702-704 mmhg karena tidak terjadi perbedaan efektifitas yang jauh. Sehingga diharapkan tekanan kondensor dapat dipertahankan pada rentang tekanan vakum gauge 702-704 mmhg.

5.2 Saran

Pada penulisan tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Hal ini diakibatkan banyak parameter – parameter yang tidak diikutkan dalam perhitungan seperti *pressure drop*, faktor eksternal yang diabaikan, karena keterbatasan penulis dalam mendapatkan data. Sehingga membuat beberapa data harus diasumsikan. Serta tulisan penulis yang kurang runtut dan rapi.

Semoga pada penelitian selanjutnya mampu memberikan hasil yang lebih akurat. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberikan referensi dan dapat bermanfaat bagi pihak terkait terutama PT PJB UP Gresik, Departement Teknik Mesin Industri dan pembacanya.

DAFTAR PUSTAKA

1. Ardhito, Daniswara Dwinata Luke. 2015. **Analisis Pengaruh Kevakuman Kondensor Terhadap Laju Perpindahan Panas dan Efektivitas Pada PLTU Rembang Unit #10**.
2. As-Build Drawing. **Assembly of Condensor TC - 1003 - C - F**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
3. As-Build Drawing. **Assembly of Condensor TC - 1004 - C - F**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
4. As-Build Drawing. **Cooling Tube Arrangement for Condensor TC-1005**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
5. As-Build Drawing. **Outline of Condensor TC - 1001**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
6. As-Build Drawing. **Outline of Condensor TC - 1002 - C - F**. Tokyo, Japan: Sumitomo Corporation.
7. Incropera, F.P., dan De Witt, D.P. 2005. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Sixth Edition**. Singapore: John Willey & Sons, Inc.
8. Incropera, F.P., dan De Witt, D.P. 2011. **Fundamental of Heat and Mass Transfer Seventh Edition**. Singapore: John Willey & Sons, Inc.
9. Mooran, Michael J. Shapiro, Howard N. 2010. **Fundamental of Engineering Thermodynamics Seventh Edition**. John Willey and Sons, Inc. United Kingdom
10. Pritchard, Philip J., Fox and McDonald's. 2011. **Introduction of fluid mechanics: Eight edition**. USA: John Wiley & Sons, Inc.
11. Randal Operasi PT.PJB UP Gresik
12. <https://www.swep.net/refrigerant-handbook/7.-condensers/asd5/>
13. <http://firecontrolman.tpub.com/14101/css/Single-Pass-Sw-Dw-Heat-Exchanger-With-Double-Tube-Sheets-41.htm>

(Halaman sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN

Lampiran I

TABLE A.1 Thermophysical Properties of Selected Metallic Solids*

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)		k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Aluminum																
Pure	933	2702	903	237	97.1	302	237	240	231	218						
Alloy 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2770	875	177	73.0	482	798	949	1033	1146						
Alloy 195, Cast (4.5% Cu)		2790	883	168	68.2	65	163	186	186	1042						
Beryllium	1550	1850	1825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8	78.7				
						203	1114	2191	2604	2823	3018	3227	3519			
Bismuth	545	9780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04								
						112	120	127								
Boron	2573	2500	1107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85					
						128	600	1463	1892	2160	2338					
Cadmium	594	8650	231	96.8	48.4	203	99.3	94.7								
						198	222	242								
Chromium	2118	7160	449	93.7	29.1	159	111	90.9	80.7	71.3	65.4	61.9	57.2	49.4		
						192	384	484	542	581	616	682	779	937		
Cobalt	1769	8862	421	99.2	26.6	167	122	85.4	67.4	58.2	52.1	49.3	42.5			
						236	379	450	503	550	628	733	674			
Copper																
Pure	1358	8933	385	401	117	482	413	393	379	366	352	339				
						252	356	397	417	433	451	480				
Commercial bronze (90% Cu, 10% Al)	1293	8800	420	52	14	42	52	59								
Phosphor gear bronze (89% Cu, 11% Sn)	1104	8780	355	54	17	785	460	545								
						41	65	74								
Cartridge brass (70% Cu, 30% Zn)	1188	8530	380	110	33.9	75	95	137	149							
Constantan (55% Cu, 45% Ni)	1493	8920	384	23	6.71	17	19	360	395	425						
						237	362									
Germanium	1211	5360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4				
						190	290	337	348	357	375	395				

TABLE A.1 Continued

Composition	Melting Point (K)	Properties at 300 K					Properties at Various Temperatures (K)									
		ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg · K)	k (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)		k (W/m · K)/ c_p (J/kg · K)									
							100	200	400	600	800	1000	1200	1500	2000	2500
Gold	1336	19300	129	317	127	327	323	311	298	284	270	255				
						109	124	131	135	140	145	155				
Iridium	2720	22500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126	120	111			
						90	122	133	138	144	153	161	172			
Iron																
Pure	1810	7870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8	28.3	32.1			
						216	384	490	574	680	975	609	654			
Armco (99.75% pure)		7870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3	28.7	31.4			
						215	384	490	574	680	975	609	654			
Carbon steels																
Plain carbon (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)	7854	434	60.5	17.7				56.7	48.0	39.2	30.0					
								487	559	685	1169					
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8				58.7	48.8	39.2	31.3					
								487	559	685	1168					
Carbon-silicon (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)	7817	446	51.9	14.9				49.8	44.0	37.4	29.3					
								501	582	699	971					
Carbon-manganese-silicon (1% < Mn \leq 1.65%, 0.1% < Si \leq 0.6%)	8131	434	41.0	11.6				42.2	39.7	35.0	27.6					
								487	559	685	1090					
Chromium (low) steels																
1 Cr-1Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)	7822	444	37.7	10.9				38.2	36.7	33.3	26.9					
								492	575	688	969					
1 Cr-4Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2				42.0	39.1	34.5	27.4					
								492	575	688	969					
1 Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1				46.8	42.1	36.3	28.2					
								492	575	688	969					

Lampiran 2

TABLE A.6 Continued

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ (N/m)	Expansion Coeff Cient, β ·10 ³ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f ·10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f ·10 ⁶	μ_g ·10 ⁶	k_f ·10 ³	k_g ·10 ³	Pr_f	Pr_g			
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1874	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3°	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3°

^aAdapted from Reference 22.

^b1 bar = 10⁵ N/m².

^cCritical temperature.

TABLE A.6 Thermophysical Properties of Saturated Water^a

Temperature, T (K)	Pressure, p (bars) ^a	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vapor- ization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg·K)		Viscosity (N·s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m·K)		Prandtl Number		Surface Tension, σ (N/m)	Expansion Coeff Cient, β ·10 ³ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		v_f ·10 ³	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	μ_f ·10 ⁶	μ_g ·10 ⁶	k_f ·10 ³	k_g ·10 ³	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	-46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	-114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	-174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	-227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	-276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	-320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	-361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	-400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	-436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	-471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	-504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	-535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	-566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	664	22.6	2.45	0.933	64.1	-595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	-624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	-652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	-679.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	-707.1	365
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	679	24.5	1.80	0.978	59.5	-728.7	370
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	680	24.8	1.76	0.984	58.9	-750.1	373.15
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	681	24.9	1.70	0.987	58.6	-761	375
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	683	25.4	1.61	0.999	57.6	-788	380
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	685	25.8	1.53	1.004	56.6	-814	385
390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	-841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	-896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	-952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	-1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	—	430

Lampiran 3

TABLE 6.2 Selected dimensionless groups of heat and mass transfer

Group	Definition	Interpretation
Biot number (Bi)	$\frac{hL}{k_s}$	Ratio of the internal thermal resistance of a solid to the boundary layer thermal resistance
Mass transfer Biot number (Bi_m)	$\frac{h_m L}{D_{AB}}$	Ratio of the internal species transfer resistance to the boundary layer species transfer resistance
Bond number (Bo)	$\frac{g(\rho_l - \rho_v)L^2}{\sigma}$	Ratio of gravitational and surface tension forces
Coefficient of friction (C_f)	$\frac{\tau_s}{\rho V^2/2}$	Dimensionless surface shear stress
Eckert number (Ec)	$\frac{V^2}{c_p(T_s - T_w)}$	Kinetic energy of the flow relative to the boundary layer enthalpy difference
Fourier number (Fo)	$\frac{\alpha t}{L^2}$	Ratio of the heat conduction rate to the rate of thermal energy storage in a solid. Dimensionless time
Mass transfer Fourier number (Fo_m)	$\frac{D_{AB} t}{L^2}$	Ratio of the species diffusion rate to the rate of species storage. Dimensionless time
Friction factor (f)	$\frac{\Delta p}{(LD)(\rho u_m^2/2)}$	Dimensionless pressure drop for internal flow

TABLE 6.2 Continued

Group	Definition	Interpretation
Grashof number (Gr_L)	$\frac{g\beta(T_s - T_w)L^3}{\nu^2}$	Measure of the ratio of buoyancy forces to viscous forces
Colburn j factor (j_h)	$St Pr^{1/3}$	Dimensionless heat transfer coefficient
Colburn j factor (j_m)	$St_m Sc^{1/3}$	Dimensionless mass transfer coefficient
Jakob number (Ja)	$\frac{c_p(T_s - T_{sat})}{h_{fg}}$	Ratio of sensible to latent energy absorbed during liquid–vapor phase change
Lewis number (Le)	$\frac{\alpha}{D_{AB}}$	Ratio of the thermal and mass diffusivities
Mach number (Ma)	$\frac{V}{a}$	Ratio of velocity to speed of sound
Nusselt number (Nu_L)	$\frac{hL}{k_f}$	Ratio of convection to pure conduction heat transfer
Peclet number (Pe_L)	$\frac{VL}{\alpha} = Re_L Pr$	Ratio of advection to conduction heat transfer rates
Prandtl number (Pr)	$\frac{c_p \mu}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$	Ratio of the momentum and thermal diffusivities
Reynolds number (Re_L)	$\frac{VL}{\nu}$	Ratio of the inertia and viscous forces
Schmidt number (Sc)	$\frac{\nu}{D_{AB}}$	Ratio of the momentum and mass diffusivities
Sherwood number (Sh_L)	$\frac{h_m L}{D_{AB}}$	Dimensionless concentration gradient at the surface
Stanton number (St)	$\frac{h}{\rho V c_p} = \frac{Nu_L}{Re_L Pr}$	Modified Nusselt number
Mass transfer Stanton number (St_m)	$\frac{h_m}{V} = \frac{Sh_L}{Re_L Sc}$	Modified Sherwood number
Weber number (We)	$\frac{\rho V^2 L}{\sigma}$	Ratio of inertia to surface tension forces

Lampiran 4

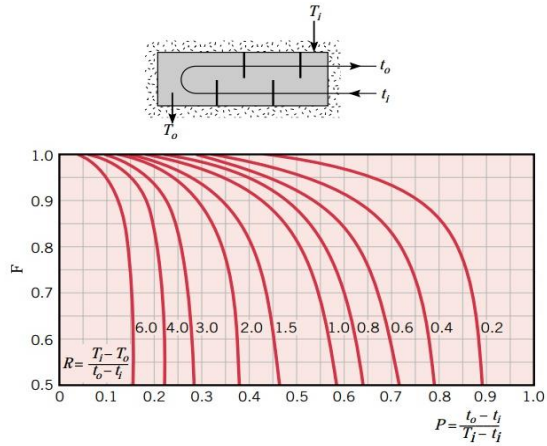


FIGURE 11S.1 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with one shell and any multiple of two tube passes (two, four, etc. tube passes).

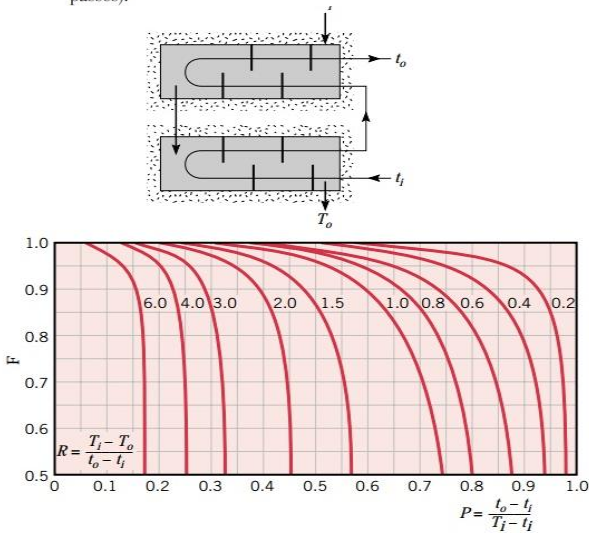


FIGURE 11S.2 Correction factor for a shell-and-tube heat exchanger with two shell passes and any multiple of four tube passes (four, eight, etc. tube passes).

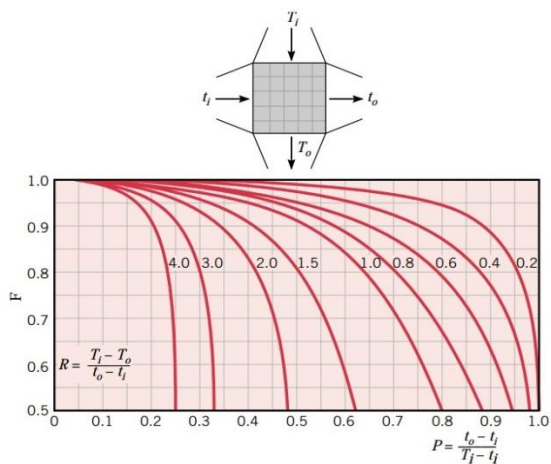


FIGURE 11S.3 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with both fluids unmixed.

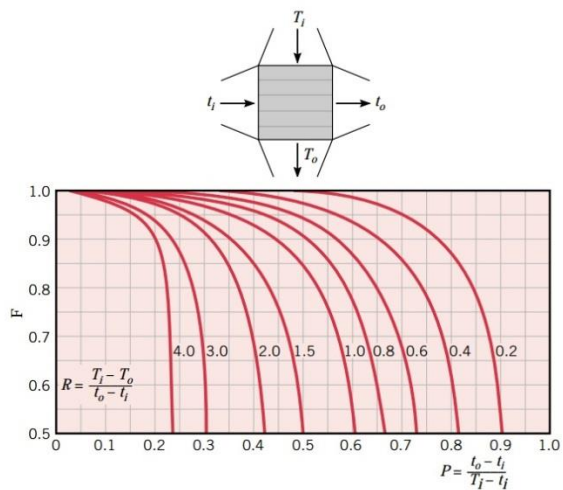


FIGURE 11S.4 Correction factor for a single-pass, cross-flow heat exchanger with one fluid mixed and the other unmixed.

Lampiran 5

TABLE A-3 Properties of Saturated Water (Liquid–Vapor): Pressure Table

H ₂ O	Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg		Entropy kJ/kg · K		Press. bar	
			Sat. Liquid <i>v_f</i> × 10 ³	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Liquid <i>u_f</i>	Sat. Vapor <i>u_g</i>	Sat. Liquid <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Liquid <i>s_f</i>		Sat. Vapor <i>s_g</i>
0.04	28.96	1.0040	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4	0.4226	8.4746	0.04	
0.06	36.16	1.0064	23.739	151.53	2425.0	151.53	2415.9	2567.4	0.5210	8.3304	0.06	
0.08	41.51	1.0084	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0	0.5926	8.2287	0.08	
0.10	45.81	1.0102	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7	0.6493	8.1502	0.10	
0.20	60.06	1.0172	7.649	251.38	2456.7	251.40	2358.3	2609.7	0.8320	7.9085	0.20	
0.30	69.10	1.0223	5.229	289.20	2468.4	289.23	2336.1	2625.3	0.9439	7.7686	0.30	
0.40	75.87	1.0265	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8	1.0259	7.6700	0.40	
0.50	81.33	1.0300	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9	1.0910	7.5939	0.50	
0.60	85.94	1.0331	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5	1.1453	7.5320	0.60	
0.70	89.95	1.0360	2.365	376.63	2494.5	376.70	2283.3	2660.0	1.1919	7.4797	0.70	
0.80	93.50	1.0380	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8	1.2329	7.4346	0.80	
0.90	96.71	1.0410	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.7	2670.9	1.2695	7.3949	0.90	
1.00	99.63	1.0432	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5	1.3026	7.3594	1.00	
1.50	111.4	1.0528	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6	1.4336	7.2233	1.50	
2.00	120.2	1.0605	0.8857	504.49	2529.5	504.70	2201.9	2706.7	1.5301	7.1271	2.00	
2.50	127.4	1.0672	0.7187	535.10	2537.2	535.37	2181.5	2716.9	1.6072	7.0527	2.50	
3.00	133.6	1.0732	0.6058	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3	1.6718	6.9919	3.00	
3.50	138.9	1.0786	0.5243	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4	1.7275	6.9405	3.50	
4.00	143.6	1.0836	0.4625	604.31	2553.6	604.74	2133.8	2738.6	1.7766	6.8959	4.00	
4.50	147.9	1.0882	0.4140	622.25	2557.6	623.25	2120.7	2743.9	1.8207	6.8565	4.50	
5.00	151.9	1.0926	0.3749	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7	1.8607	6.8212	5.00	
6.00	158.9	1.1006	0.3157	669.90	2567.4	670.56	2086.3	2756.8	1.9312	6.7600	6.00	
7.00	165.0	1.1080	0.2729	696.44	2572.5	697.22	2066.3	2763.5	1.9922	6.7080	7.00	
8.00	170.4	1.1148	0.2404	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1	2.0462	6.6628	8.00	
9.00	175.4	1.1212	0.2150	741.83	2580.5	742.83	2031.1	2773.9	2.0946	6.6226	9.00	
10.0	179.9	1.1273	0.1944	761.68	2583.6	762.81	2015.3	2778.1	2.1387	6.5863	10.0	
15.0	198.3	1.1539	0.1318	843.16	2594.5	844.84	1947.3	2792.2	2.3150	6.4448	15.0	
20.0	212.4	1.1767	0.09963	906.44	2600.3	908.79	1890.7	2799.5	2.4474	6.3409	20.0	
25.0	224.0	1.1973	0.07998	959.11	2603.1	962.11	1841.0	2803.1	2.5547	6.2575	25.0	
30.0	233.9	1.2165	0.06668	1004.8	2604.1	1008.4	1795.7	2804.2	2.6457	6.1869	30.0	
35.0	242.6	1.2347	0.05707	1045.4	2603.7	1049.8	1753.7	2803.4	2.7253	6.1253	35.0	
40.0	250.4	1.2522	0.04978	1082.3	2602.3	1087.3	1714.1	2801.4	2.7964	6.0701	40.0	
45.0	257.5	1.2692	0.04406	1116.2	2600.1	1121.9	1676.4	2798.3	2.8610	6.0199	45.0	
50.0	264.0	1.2859	0.03944	1147.8	2597.1	1154.2	1640.1	2794.3	2.9202	5.9734	50.0	
60.0	275.6	1.3187	0.03244	1205.4	2589.7	1213.4	1571.0	2784.3	3.0267	5.8892	60.0	
70.0	285.9	1.3513	0.02737	1257.6	2580.5	1267.0	1505.1	2772.1	3.1211	5.8133	70.0	
80.0	295.1	1.3842	0.02352	1305.6	2569.8	1316.6	1441.3	2758.0	3.2068	5.7432	80.0	
90.0	303.4	1.4178	0.02048	1350.5	2557.8	1363.3	1378.9	2742.1	3.2858	5.6772	90.0	
100.	311.1	1.4524	0.01803	1393.0	2544.4	1407.6	1317.1	2724.7	3.3596	5.6141	100.	
110.	318.2	1.4886	0.01599	1433.7	2529.8	1450.1	1255.5	2705.6	3.4295	5.5527	110.	

TABLE A-3 (Continued)

H ₂ O	Press. bar	Temp. °C	Specific Volume m ³ /kg		Internal Energy kJ/kg		Enthalpy kJ/kg			Entropy kJ/kg · K		Press. bar
			Sat. Liquid <i>v_f</i> × 10 ³	Sat. Vapor <i>v_g</i>	Sat. Liquid <i>u_f</i>	Sat. Vapor <i>u_g</i>	Sat. Liquid <i>h_f</i>	Evap. <i>h_{fg}</i>	Sat. Vapor <i>h_g</i>	Sat. Liquid <i>s_f</i>	Sat. Vapor <i>s_g</i>	
120.	324.8	1.5267	0.01426	1473.0	2513.7	1491.3	1193.6	2684.9	3.4962	5.4924	120.	
130.	330.9	1.5671	0.01278	1511.1	2496.1	1531.5	1130.7	2662.2	3.5606	5.4323	130.	
140.	336.8	1.6107	0.01149	1548.6	2476.8	1571.1	1066.5	2637.6	3.6232	5.3717	140.	
150.	342.2	1.6581	0.01034	1585.6	2455.5	1610.5	1000.0	2610.5	3.6848	5.3098	150.	
160.	347.4	1.7107	0.009306	1622.7	2431.7	1650.1	930.6	2580.6	3.7461	5.2455	160.	
170.	352.4	1.7702	0.008364	1660.2	2405.0	1690.3	856.9	2547.2	3.8079	5.1777	170.	
180.	357.1	1.8397	0.007489	1698.9	2374.3	1732.0	777.1	2509.1	3.8715	5.1044	180.	
190.	361.5	1.9243	0.006657	1739.9	2338.1	1776.5	688.0	2464.5	3.9388	5.0228	190.	
200.	365.8	2.036	0.005834	1785.6	2293.0	1826.3	583.4	2409.7	4.0139	4.9269	200.	
220.9	374.1	3.155	0.003155	2029.6	2029.6	2099.3	0	2099.3	4.4298	4.4298	220.9	

(Halaman sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Penulis dilahirkan di Madiun, 07 November 1996, merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu, SDN Oro-Oro Ombo Madiun, SMPN 1 Madiun, dan SMA 2 Madiun. Pada tahun 2015 Penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin FTI – ITS dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2115030032. Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan baik di bidang akademik maupun non akademik. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam organisasi untuk menunjang softskill. Kegiatan yang pernah diikutinya antara lain : Staff Departemen Hubungan Mahasiswa Unit Kegiatan Tari dan Karawitan ITS 2017/2018, Sekretaris Departemen Hubungan Mahasiswa Unit Kegiatan Tari dan Karawitan ITS 2016/2017, Staff Alhi Akademik dan Kesejahteraan Mahasiswa HMDM ITS 2016/2017 dan Staff Magang Akademik dan Kesejahteraan Mahasiswa HMDM ITS 2015/2016.

Pelatihan yang pernah diikuti penulis : Pelatihan LKMM Pra TD di Fakultas Teknik Industri ITS (2015). Pelatihan LKMM TD VIII, Pelatihan KTI (2015) , Pelatihan Motor Bakar di Jurusan D3 teknik Mesin. Penulis Juga pernah melaksanakan kerja praktek di JOB Pertamina-Petrochina East Java, Tuban selama satu bulan pada 01 Juli s/d 31 Juli 2016.